

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Pásový dopravník se zásobníkem pásu
Belt Conveyor with Belt Compensator

Student:

Bc. Marian Obrusník

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2016

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Marian Obrusník**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje
Téma: **Pásový dopravník se zásobníkem pásu**
Belt Conveyor with Belt Compensator
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce zpracujte stručnou rešerši dané problematiky a analýzu problému. Navrhněte konstrukční řešení důlního pásového dopravníku se zásobníkem dopravního pásu pro nestandardní formy provozu. Zásobník dopravního pásu bude sloužit ke kumulaci pásového potahu a současně k jeho napínání. Napínání volte lanovým vrátkem. Proveďte potřebné výpočty a zpracujte výkresovou dokumentaci v odpovídajícím rozsahu. Osová vzdálenost vratného a výsypného bubnu $L = 500$ m; maximální délka uloženého pásu: $L_z = 150$ m; dopravní výška: $H = 65$ m; dopravní výkon $Q = 600$ t·h⁻¹; přepravovaný materiál: uhlí o sypné hmotnosti "RO"s = 1000 kg·m³. Bližší specifikace provozních podmínek a dalších relevantních parametrů určí zadavatel – firma SE-MI technology, a.s.

Seznam doporučené odborné literatury:

POLÁK, Jaromír, Karel BAILOTTI, Jiří PAVLIŠKA a Leopold HRABOVSKÝ. *Dopravní a manipulační zařízení II.* 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2003, 104 s. ISBN 80-248-0493-x.
DRAŽAN, F. a kol. *Teorie a stavba dopravníků.* 1. Vyd. Praha: ČVUT, 1983. 290S.
FRIES, Jiří. *Pásové dopravníky, bubny a jejich výpočet.* Ostrava, 2009, 189 s. ISBN 978-80-248-2080-4.
Belt conveyors for bulk materials. 6th ed. Naples: Conveyor Equipment Manufacturers Association, c2005, xi, 599 s. ISBN 1-891171-59-3.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry

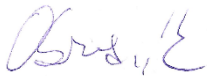


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 16. 5. 2016



.....

podpis

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 16. 5. 2016



.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Marian Obrušník

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Masarykova 145, 747 24 Chuchelná

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

OBRUSNÍK, Marian. *Pásový dopravník se zásobníkem pásu*: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2016, 59 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá návrhem pásového dopravníku a konstrukčním řešením zásobníku pásového potahu, jehož funkcí je kumulace a napínání dopravního pásu. Na začátku diplomové práce je napsána stručná rešerše o pásových dopravnících a jejich hlavních částech. Další kapitola zahrnuje návrh jednotlivých prvků dopravníku a výpočet potřebných parametrů. V závěru práce je řešena konstrukce zařízení určeného ke kumulaci pásu a jeho napínání. Pásový dopravník a zásobník pásového potahu je zobrazen formou 3D modelů v programu Autodesk Professional 2015. Příloha obsahuje výkresovou dokumentaci a diplomovou práci na DVD.

ANNOTATION OF THE MASTER THESIS

OBRUSNÍK, Marian. *Belt Conveyor with Belt Compensator*: master thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2016, 59 p. Thesis head: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

The master thesis deals with the design of the conveyor belt and the design of the belt compensator, whose function is cumulative and tensioning conveyor belt. At the beginning of the thesis is written brief research about belt conveyors and their main parts. Another chapter includes the design of individual elements of the conveyor and the calculation of the required parameters. In the summary is being solved structural design of equipment intended for cumulation and belt tensioning. Belt conveyor and belt compensator is shown in the form of 3D models in Autodesk Professional 2015. The annex includes the drawings of device and the master thesis on DVD.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ	8
ÚVOD	12
1. PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY	13
1.1. Rozdělení pásové dopravy	13
1.2. Konstrukční prvky pásových dopravníků	14
1.2.1. Poháněcí stanice	14
1.2.2. Vratná stanice	16
1.2.3. Napínací stanice	17
1.2.4. Nosná konstrukce	18
1.2.5. Dopravní pás.....	20
1.2.6. Příslušenství	23
2. PARAMETRY PRVKŮ NAVRHOVANÉHO DOPRAVNÍKU	25
2.1. Poháněcí stanice.....	25
2.2. Válečkové stolice	26
2.3. Válečky	27
2.4. Dopravní pás.....	28
2.5. Násypka.....	28
2.6. Čistič pásu	29
3. VÝPOČET PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU DLE ČSN ISO 5048.....	30
3.1. Zadané technické parametry	30
3.2. Návrh průřezového profilu dopravníku.....	30
3.2.1. Požadovaná plocha průřezu náplně pásu	30
3.2.2. Skutečná plocha průřezu náplně pásu	30
3.2.3. Porovnání požadovaného a skutečného průřezu náplně pásu	32
3.3. Obvodová síla na poháněcím bubnu	33
3.3.1. Hlavní odpory dopravníku	33
3.3.2. Vedlejší odpory dopravníku	34
3.3.3. Přídavné odpory dopravníku	38
3.3.4. Odpor k překonání dopravní výšky	38

4. GRAFICKO-POČETNÍ METODA K URČENÍ TAŽNÝCH SIL	39
4.1. Výpočet tažných sil v jednotlivých místech dopravníku	40
4.2. Podmínky pro určení odbíhající síly	43
4.3. Velikost napínací síly	43
4.4. Kontrola dopravního pásu	44
5. VÝPOČET POTŘEBNÝCH PARAMETRŮ POHÁNĚCÍ STANICE.....	45
5.1. Celkový provozní výkon elektromotorů.....	45
5.2. Kontrola pohonu dopravníku na rozběh.....	45
5.3. Výpočet brzdných momentů	46
5.4. Vypočtený převodový poměr	47
5.5. Potřebný výkon převodovky	47
6. VÝPOČET NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ	48
6.1. Návrh průměru lana	48
6.2. Návrh průměru kladky	49
6.3. Parametry lanového vrátku	49
7. ZÁSOBNÍK PÁSOVÉHO POTAHU	50
7.1. Kumulace dopravního pásu.....	50
7.2. Napínání zásobníku	52
7.3. Hlavní části zásobníku	52
7.3.1. Pojízdna část zásobníku	53
7.3.2. Stacionární část zásobníku	55
7.3.3. Prvky napínacího zařízení	56
ZÁVĚR	57
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	58
SEZNAM PŘÍLOH	59

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

Značka	Název	Jednotka
A	Dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu	[m ²]
B	Šířka dopravního pásu	[m]
C	Součinitel vedlejších odporů	[-]
D _B	Průměr hnacího bubnu	[m]
D _{B1}	Průměr bubnu v místě 1	[m]
D _{B2}	Průměr bubnu v místě 3	[m]
D _{B3}	Průměr bubnu v místě 5	[m]
D _{B4}	Průměr bubnu v místě 7	[m]
D _{B5}	Průměr bubnu v místě 9	[m]
D _K	Průměr roztečné kružnice kladky	[m]
F ₀	Tah v pásu na větvi odbíhající z bubnu	[N]
F _H	Hlavní odpory	[N]
F _n	Tah v pásu na větvi nabíhající na buben	[N]
F _N	Vedlejší odpory	[N]
F _{N1}	Odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování	[N]
F _{N2}	Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a vedením v oblasti urychlování	[N]
F _{N3}	Odpor v ohybech pásu na bubnech	[N]
F _{N31}	Odpor v ohybu pásu na bubnech v místě 1	[N]
F _{N32}	Odpor v ohybu pásu na bubnech v místě 2	[N]
F _{N33}	Odpor v ohybu pásu na bubnech v místě 3	[N]
F _{N4}	Odpor v ložiskách bubnů	[N]
F _{N44}	Odpor v ohybu pásu na bubnech v místě 4	[N]
F _{pmin}	Minimální únosnost lana	[N]
F _S	Přídavné odpory	[N]
F _{S1}	Odpor čističe dopravního pásu	[N]
F _{St}	Odpor k překonání dopravní výšky	[N]
F _U	Obvodová síla na poháněcím bubnu	[N]
F _{vmax}	Maximální síla v laně	[N]
F _Z	Napínací síla	[N]
G ₁	Tíhová síla velkého bubnu	[N]
G ₂	Tíhová síla malého bubnu	[N]
H	Dopravní výška	[m]
H ₁	Výška k místu 1	[m]
H ₂	Výška k místu 3	[m]
H ₃	Výška k místu 5	[m]
H ₄	Výška k místu 7	[m]
H ₅	Výška k místu 9	[m]
H ₆	Výška k místu 11	[m]
J _{B1}	Moment setrvačnosti velkého bubnu	[kg·m ²]
J _{B2}	Moment setrvačnosti malého bubnu	[kg·m ²]
J _M	Moment setrvačnosti elektromotoru	[kg·m ²]
J _N	Moment setrvačnosti převodovky	[kg·m ²]
L	Osová vzdálenost vratného a výsypného bubnu	[m]
L ₀	Přídavná délka dopravníku	[m]

L_1	Vzdálenost k místu 1	[m]
L_2	Vzdálenost k místu 3	[m]
L_3	Vzdálenost k místu 5	[m]
L_4	Vzdálenost k místu 7	[m]
L_5	Vzdálenost k místu 9	[m]
L_6	Vzdálenost k místu 11	[m]
L_C	Maximální délka dopravníku	[m]
L_L	Délka lana	[m]
L_S	Délka válečku horní stolice	[m]
L_{S1}	Délka válečku dolní stolice	[m]
L_Z	Maximální délka uloženého pásu	[m]
M_B	Brzdňý moment brzdy	[N·m]
M_{B1}	Brzdňý moment pro zastavení dopravníku	[N·m]
M_{B2}	Brzdňý moment pro udržení dopravníku v klidu	[N·m]
M_{K1}	Točivý moment na hřídeli elektromotoru při ustáleném stavu	[N·m]
M_{K2}	Točivý moment na hnacím bubnu	[N·m]
M_{KR}	Točivý moment na hřídeli elektromotoru při rozběhu	[N·m]
M_M	Jmenovitý moment elektromotoru	[N·m]
M_{MZ}	Poměrný záběrný moment elektromotoru	[-]
M_S	Moment potřebný pro urychlení posuvných rotačních hmot přepočtený na hřídel motoru	[N·m]
M_S'	Dynamický moment od zpoždování posuvných a rotačních hmot dopravníku	[N·m]
N_B	Otáčky hnacího bubnu	[min ⁻¹]
N_M	Jmenovité otáčky elektromotoru	[min ⁻¹]
N_N	Výstupní otáčky převodovky	[min ⁻¹]
P	Provozní výkon elektromotorů	[kW]
P_M	Jmenovitý výkon elektromotoru	[kW]
P_N	Jmenovitý výkon převodovky	[kW]
P_{PM}	Příkon jednoho elektromotoru	[kW]
Q	Dopravní výkon	[t·h ⁻¹]
S	Plocha průřezu náplně pásu	[m ²]
S_1	Horní část plochy průřezu náplně pásu	[m ²]
S_2	Spodní část plochy průřezu náplně pásu	[m ²]
S_P	Požadovaná plocha průřezu náplně pásu	[m ²]
S_S	Skutečná plocha průřezu náplně pásu	[m ²]
T_1	Tah v pásu v místě 1	[N]
T_2	Tah v pásu v místě 2	[N]
T_3	Tah v pásu v místě 3	[N]
T_4	Tah v pásu v místě 4	[N]
T_5	Tah v pásu v místě 5	[N]
T_6	Tah v pásu v místě 6	[N]
T_7	Tah v pásu v místě 7	[N]
T_8	Tah v pásu v místě 8	[N]
T_9	Tah v pásu v místě 9	[N]
T_{10}	Tah v pásu v místě 10	[N]
T_{11}	Tah v pásu v místě 11	[N]
T_{minH}	Minimální tah v páse horní větve	[N]
T_{minS}	Minimální tah v páse spodní větve	[N]
T_{V1}	Výslednice sil působících na bubnu v místě 1	[N]
T_{V3}	Výslednice sil působících na bubnu v místě 3	[N]

T_{V5}	Výslednice sil působících na bubnu v místě 5	[N]
T_{V7}	Výslednice sil působících na bubnu v místě 7	[N]
T_{V9}	Výslednice sil působících na bubnu v místě 9	[N]
b	Ložná šířka dopravního pásu	[m]
b_1	Světlá ložná šířka dopravního pásu	[m]
b_N	Světlá šířka násypky	[m]
d_{B1}	Průměr hřídele v ložisku v místě 1	[m]
d_{B2}	Průměr hřídele v ložisku v místě 3	[m]
d_{B3}	Průměr hřídele v ložisku v místě 5	[m]
d_{B4}	Průměr hřídele v ložisku v místě 7	[m]
d_{B5}	Průměr hřídele v ložisku v místě 9	[m]
d_L	Průměr lana	[m]
e	Eulerovo číslo	[-]
f	Globální součinitel tření	[-]
f_B	Provozní součinitel převodovky	[-]
g	Gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]
k	Součinitel sklonu dopravníku	[-]
k_1	Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu	[-]
k_B	Součinitel bezpečnosti namáhání dopravního pásu	[-]
k_b	Součinitel bezpečnosti brzdy	[-]
k_L	Součinitel bezpečnosti lana	[-]
k_S	Součinitel bezpečnosti proti prokluzu	[-]
k_φ	Součinitel plnění dopravního pásu	[-]
l_N	Délka násypky	[m]
m_{vh}	Hmotnost rotujících dílů válečku horní stolice	[kg·m ⁻¹]
m_{vs}	Hmotnost rotujících dílů válečku spodní stolice	[kg·m ⁻¹]
n_B	Počet brzd	[-]
n_e	Počet použitých elektromotorů	[-]
n_K	Počet nosných průřezů lan	[-]
n_N	Počet použitých převodovek	[-]
n_S	Počet segmentů čističe	[-]
n_{vh}	Počet válečků horní stolice	[-]
n_{vs}	Počet válečků spodní stolice	[-]
p	Tlak mezi čističem pásu a dopravním pásem	[Pa]
q_B	Měrná hmotnost dopravního pásu	[kg·m ⁻¹]
q_G	Měrná hmotnost dopravovaného materiálu	[kg·m ⁻¹]
q_{RO}	Měrná hmotnost rotujících dílů horní větve	[kg·m ⁻¹]
q_{RU}	Měrná hmotnost rotujících dílů dolní větve	[kg·m ⁻¹]
t	Tloušťka dopravního pásu	[m]
t_1	Rozteč stolic horní větve	[m]
t_2	Rozteč stolic dolní větve	[m]
t_B	Doba brzdění	[s]
t_R	Doba rozběhu	[s]
u	Převodový poměr převodovky	[-]
u_V	Vypočtený převodový poměr	[-]
v	Rychlost dopravního pásu	[m·s ⁻¹]
v_0	Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu	[m·s ⁻¹]
v_N	Rychlost materiálu na kluznici násypky	[m·s ⁻¹]
v_S	Skutečná rychlost dopravního pásu	[m·s ⁻¹]
v_V	Rychlost navíjení lana	[m·s ⁻¹]

x	Šířka čističe dopravního pásu	[m]
y	Tloušťka hrotu segmentu čističe	[m]
y_{\max}	Dovolený relativní průvěs dopravního pásu	[-]
ΔS	Rozdíl plochy požadovaného a skutečného průřezu náplně pásu	[%]
α_1	Úhel mezi složkami výslednice sil v místě 1, 5 a 9	[°]
α_2	Úhel mezi složkami výslednice sil v místě 3 a 7	[°]
α_G	Úhel opásání poháněcího bubnu	[°]
β	Sklon bočních válečků horní stolice	[°]
β_1	Sklon bočních válečků spodní stolice	[°]
β_N	Sklon kluznice násypky vůči směru pohybu pásu	[°]
ε	Maximální úhel sklonu dopravníku	[°]
η	Celková účinnost poháněcí stanice	[-]
η_1	Účinnost kladky uložené ve valivém ložisku	[-]
η_K	Účinnost kladkostroje	[-]
η_M	Účinnost elektromotoru	[-]
η_N	Účinnost převodovky	[-]
μ	Součinitel tření mezi pásem a poháněcím bubnem	[-]
μ_S	Součinitel tření mezi pásem a čističem pásu	[-]
μ_B	Součinitel tření mezi dopravovaným materiálem a bočním vedením	[-]
π	Pí	[-]
ρ_S	Sypná hmotnost uhlí	[kg·m ⁻³]
σ_1	Pevnost dopravního pásu	[N·m ⁻¹]
ψ_D	Dynamický sypný úhel	[°]

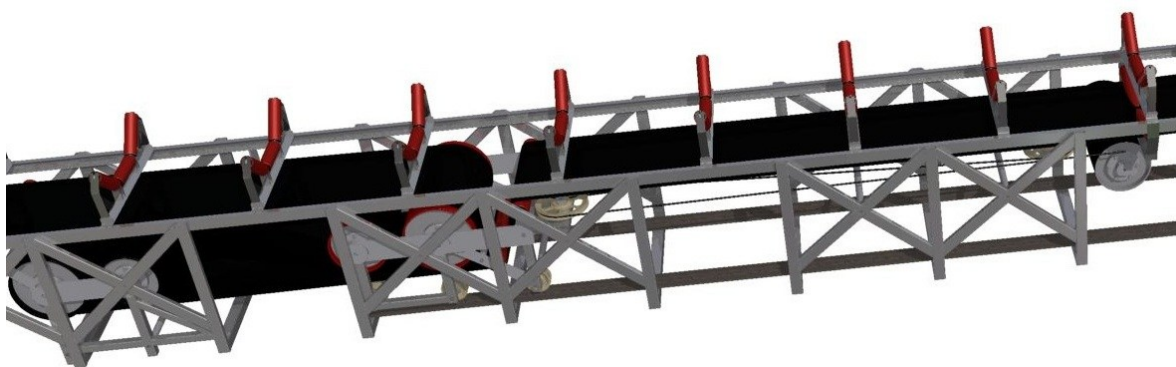
ÚVOD

Diplomová práce se zabývá návrhem pásového dopravníku a konstrukčním řešením zásobníku pásového potahu (Obr. 1). Na začátku práce je napsána stručná rešerše o pásových dopravnících, jejich rozdělení a popisu hlavních částí.

V další části diplomové práce je řešen výběr katalogových součástí, které jsou potřebné pro výpočet pásového dopravníku podle normy ČSN ISO 5048. Výsledkem normy je návrh průřezového profilu dopravníku a výpočet obvodové síly na hnacím bubnu, která je dána součtem všech odporů působících v dopravníku. Pro výpočet některých odporů je však nutné znát tahové síly v dopravním páse na určitých místech. Proto se následující kapitola zabývá graficko-početní metodou k určení jednotlivých tažných sil.

Po určení obvodové síly na hnacím bubnu je možné navrhnout pohon pásového dopravníku. Hnací buben je z obou stran poháněn dvěma stejně výkonnými převodovými elektromotory se zabudovanou brzdou. Ve výpočtu je zohledněn rozběh a brzdění pásového dopravníku.

Pásové dopravníky mají délkou dopravního pásu omezenou osovou vzdálenost vratného a výsypného bubnu. V praxi se vyskytují situace, kdy je zapotřebí pásový dopravník prodloužit a to představuje zdlouhavou výměnu dopravního pásu nebo jeho prodloužení. Z tohoto důvodu byl zkonstruován zásobník pásového potahu, který slouží ke kumulaci dopravního pásu a zároveň zajišťuje jeho napínání.



Obr. 1: Zásobník pásového potahu

1. PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY

Pásové dopravníky (Obr. 1.1) jsou zařízení, která slouží k dopravě sypkých, kusových a vláknitých materiálů. Unášecím prvkem, který obíhá mezi hnacím a vratným bubnem, je nekonečný dopravní pás. Různé konstrukce pásovéch dopravníků umožňují jejich využití v široké škále průmyslových odvětví. Jsou určeny pro úpadní, vodorovnou nebo dovrchní dopravu na krátké, střední nebo dlouhé vzdálenosti. Jejich hlavní předností je plynulá doprava s vysokým dopravním výkonem. Většinou jsou pásové dopravníky konstruovány přímo pro dané podmínky použití.



Obr. 1.1: Pásový dopravník [1]

1.1. Rozdělení pásové dopravy

Pásová doprava je rozdělena:

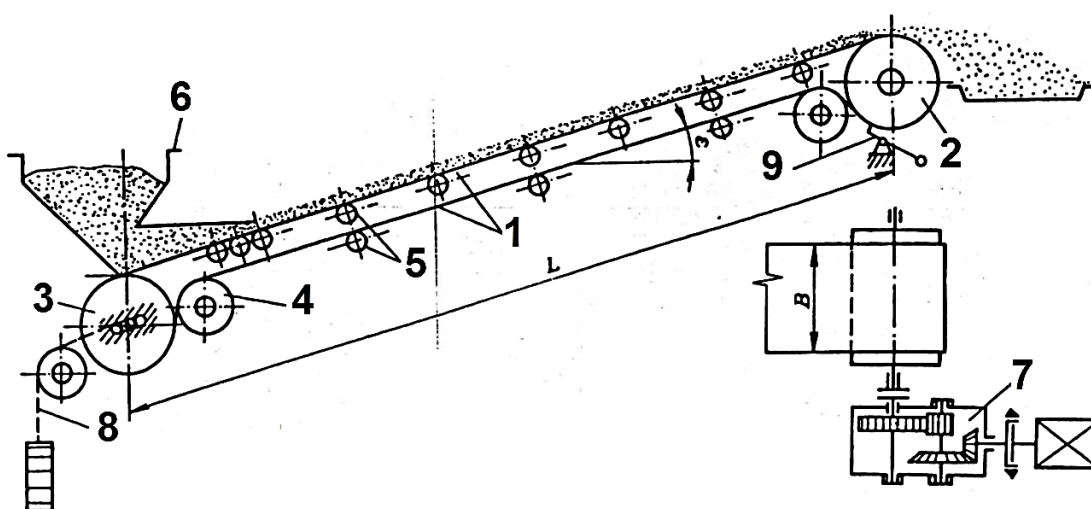
- dle účelu nasazení
 - dálková pásová doprava (vysoké dopravní výkony, velké délky)
 - technologická doprava (součástí linky)
- s ohledem na její sklon
 - úpadní ($\varepsilon < -3^\circ$)
 - vodorovné ($-3^\circ < \varepsilon < 3^\circ$)
 - dovrchní ($3^\circ < \varepsilon < 20^\circ$)
 - strmé ($\varepsilon > 20^\circ$)
- vzhledem k účelu použití
 - stabilní (pevně instalované na jednom místě)
 - pojízdné (s podvozkem)
 - přemístitelné (lehká konstrukce)

1.2. Konstrukční prvky pásových dopravníků

Schéma pásového dopravníku s umístěním jednotlivých částí je zobrazeno na Obr. 1.2.

Základní konstrukční prvky pásových dopravníků:

- poháněcí stanice
- vratná stanice
- napínací stanice
- nosné válečky
- dopravní pás
- bezpečnostní zařízení
- nosná konstrukce



Obr. 1.2: Schéma pásového dopravníku [2]

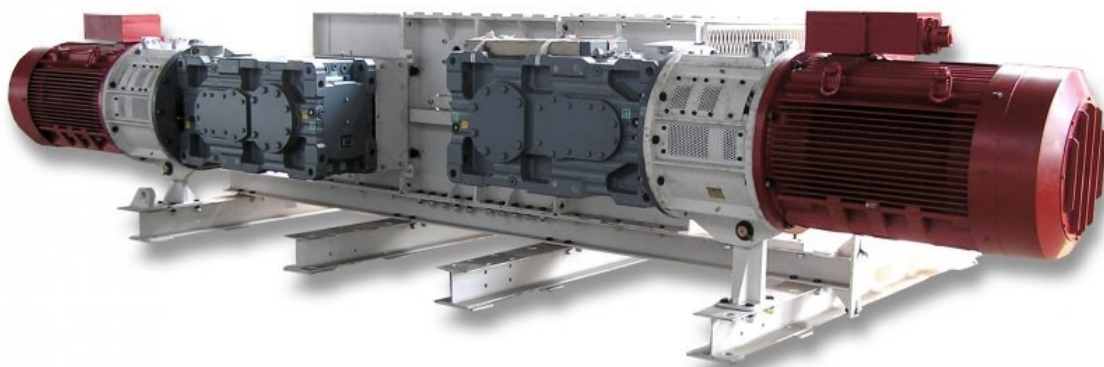
1 – dopravní pás, 2 – hnací buben, 3 – vratný buben, 4 – vodící buben, 5 – nosné válečky 6 – násypka, 7 – poháněcí stanice, 8 – napínací zařízení

1.2.1. Poháněcí stanice

Poháněcí stanice (Obr. 1.3) slouží k přeměně točivého momentu pohonu na tažnou sílu v dopravním pásu. Tato přeměna se uskutečňuje třením mezi povrchem bubnu a dopravním pásem. Zabezpečuje pohyb dopravního pásu s materiálem a dalších rotačních součástí pásového dopravníku.

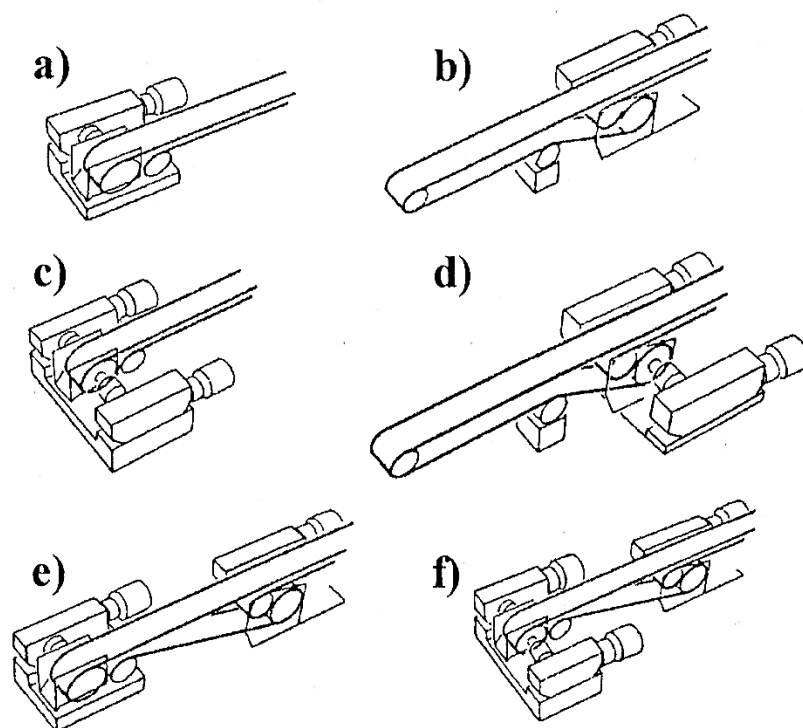
Části poháněcí stanice:

- nosná konstrukce
- hnací buben
- motor
- spojka
- převodovka



Obr. 1.3: Poháněcí stanice pásového dopravníku [3]

Obvodová síla, kterou přenáší hnací buben, závisí na úhlu opásání a součiniteli tření mezi pásem a bubnem. Proto se volí poháněcí stanice jedno, dvoj až třibubnové. Způsoby uspořádání pohonů jsou znázorněny na Obr. 1.4.

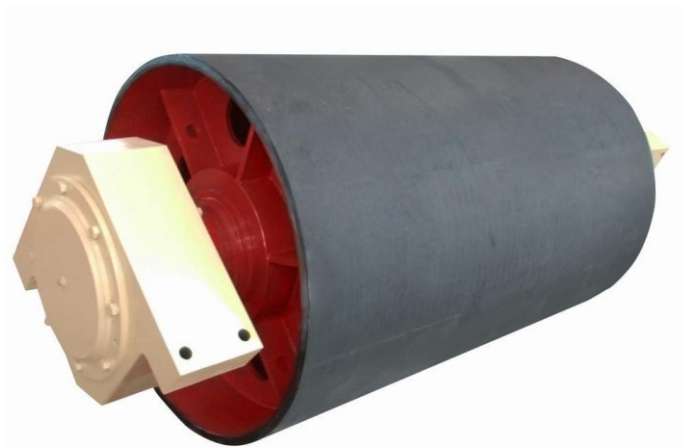


Obr. 1.4: Schéma uspořádání poháněcích stanic [4]

a – jednobubnové s jednou poháněcí stanicí, b – dvoububnové s jednou poháněcí stanicí, c – jednobubnové se dvěma poháněcími stanicemi, d – dvoububnové se dvěma poháněcími stanicemi, e – třibubnové se dvěma poháněcími stanicemi, f – třibubnové se třemi poháněcími stanicemi

Hnací buben (Obr. 1.5) je zpravidla svařované konstrukce. Součinitel tření, který je dán materiálem dopravního pásu a bubnu, také ovlivňuje velikost obvodové síly. Z tohoto důvodu se na povrch hnacích bubnů dává gumový plášť nebo keramické vložky.

Aby nevznikala přídatná napětí, je dán výrobcem pro ohyb pásu minimální průměr hnacího bubnu. Pro uložení bubnů se používají ložiska dvojřadá naklápací nebo dvojřadá soudečková.

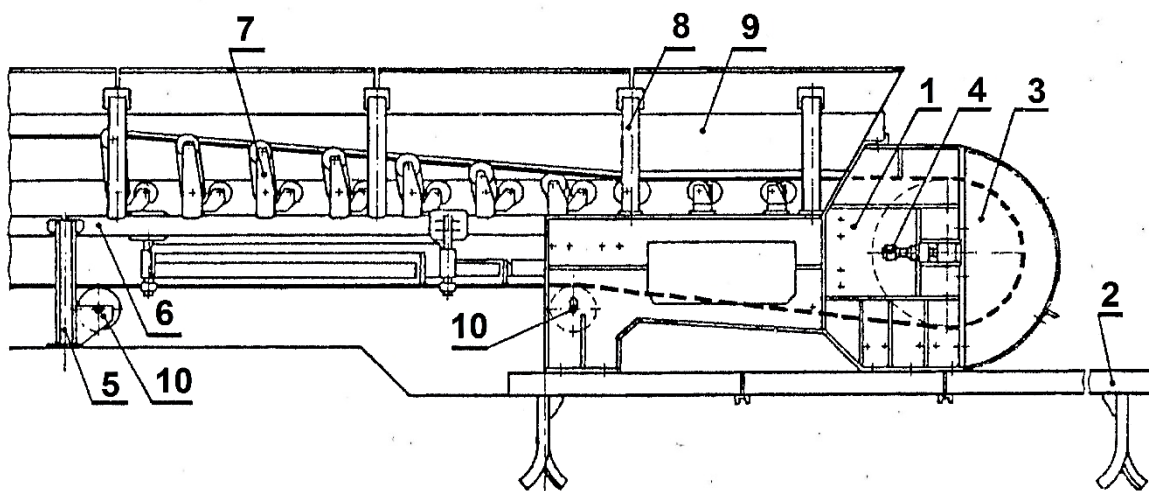


Obr. 1.5: Hnací buben poháněcí stanice [5]

Poháněcí stanice je poháněna spalovacím, vzduchovým nebo elektrickým motorem, který se používá nejčastěji. Dalšími prvky poháněcí stanice jsou pružná (např. Periflex) nebo hydraulická rozběhová spojka, mechanická převodovka, nepružná přírubová nebo zubová spojka a brzda.

1.2.2. Vratná stanice

Vratná stanice (Obr. 1.6) je posledním článkem dopravní tratě. Skládá se z hnaného bubnu, jehož konstrukce je svařovaná a bývá uložen na pevné ose. Další funkcí tohoto prvku pásového dopravníku je napínání dopravního pásu. Průměry hnaných bubnů jsou stejné jako u hnacích bubnů.



Obr. 1.6: Schéma vratné stanice [4]

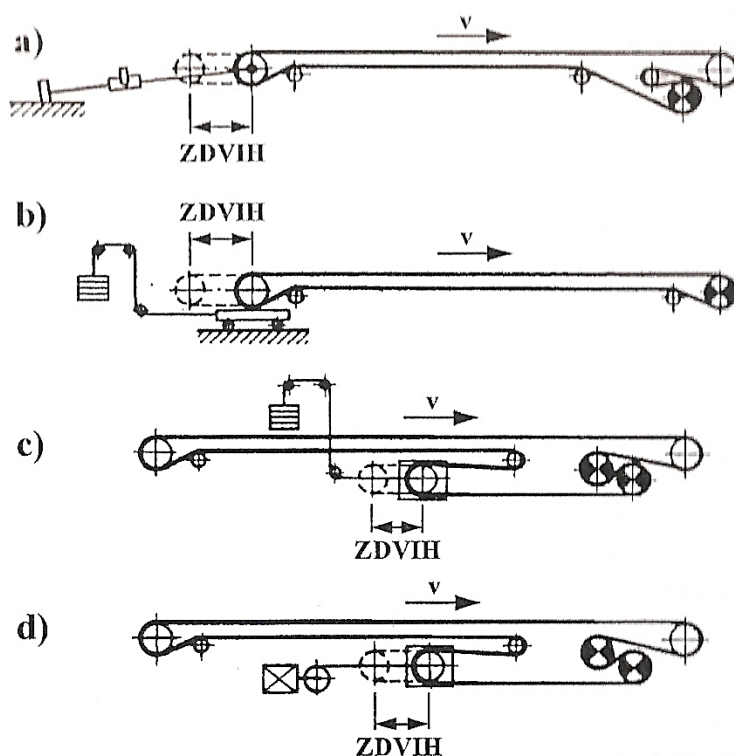
1 – rám, 2 – ližiny, 3 – vratný buben, 4 – ustavující šrouby, 5 – dolní stojany, 6 – podélné nosníky, 7 – pražce, 8 – horní stojany, 9 – násypka, 10 – naváděcí váleček

1.2.3. Napínací stanice

Pro přenos tažné síly třením, zamezení nadměrného průhybu dopravního pásu mezi válečkovými podpěrami, vyrovnání prodloužení pásu a správnou funkci pásového dopravníku je nutné zajistit dostatečné předeprnutí dopravního pásu. Z toho důvodu se do systému zavádí konstrukční prvek - napínací stanice (Obr. 1.7).

Způsoby napínání dopravního pásu:

- tuhé (stavěcí šroub, kladkostroj)
- konstantní napínací síla (závaží)
- napínací síla regulovaná automaticky (lanový vrátek)
- napínací síla regulovaná ručně (lanový vrátek)



Obr. 1.7: Základní schémata napínací stanice [4]

a – napínání šroubem, b – napínání závažím na vratné stanici, c – napínání závažím na poháněcí stanici, d – automatické napínání

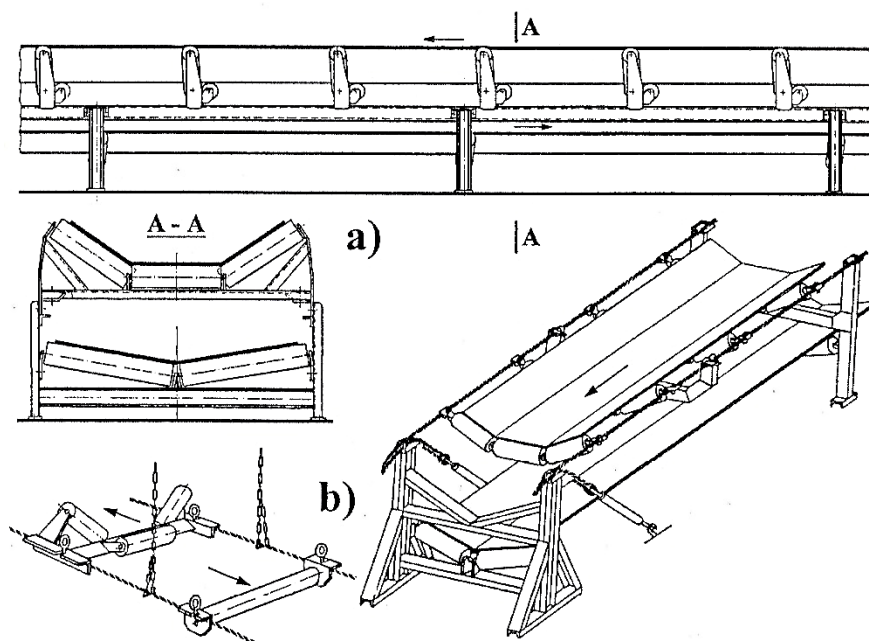
Pro kratší dopravníky (30 m – 50 m) a dopravníky s ocelovými kordy se používají tuhé napínací stanice. Je zapotřebí vyvinout dostatečně velkou napínací sílu, aby došlo k přenosu obvodové síly hnacím bubnem na pás i v době rozběhu dopravníku.

Konstantní napínací sílu lze získat závažím, které je umístěno v místě nejmenšího tahu v pásu. V tomto místě je zapotřebí minimální hmotnost závaží.

U regulované napínací stanice lze napínací sílu kontrolovat pneumatickými, elektrickými nebo elektrohydraulickými prvky. V případě pneumatického napínání vyvíjí napínací sílu pneumatický přímočarý motor. Zdvih těchto motorů je omezen délkou pístu, proto slouží jen k eliminaci pružné změny délky dopravního pásu. U trvalého prodloužení dopravního pásu se představí rám napínacího zařízení. Napínání elektrickým vrátkem může být ruční nebo automatické. Napínací stanice je pojízdná a navíjením lana na elektrický vrátek je na napínací stanici společně s dopravním pásem vyvíjena napínací síla. Ta je nastavena na vypočtenou hodnotu, a poté je monitorována a kontrolována měřicím přístrojem.

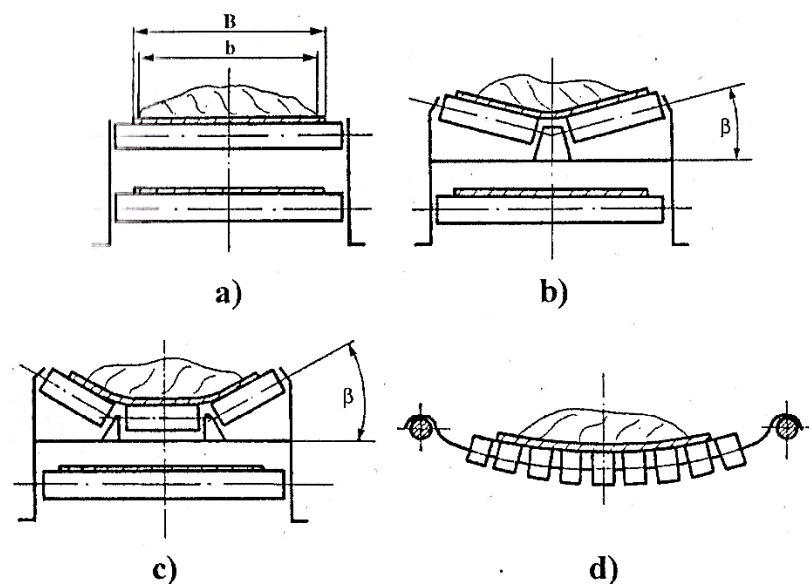
1.2.4. Nosná konstrukce

Nosná konstrukce (Obr. 1.8) může být pevná nebo elastická. Slouží k uchycení veškerých funkčních prvků a tvoří trať pásového dopravníku. V závislosti na daných podmínkách se využívá nosná konstrukce stacionární nebo mobilní. Veškeré součásti (stojany, podélné nosníky, válečkové stolice, nosné válečky) jsou spojovány pomocí šroubového nebo svarového spoje. Kostra pásového dopravníku je tvořena z normalizovaných ocelových profilů U, L nebo O.



Obr. 1.8: Schéma nosné konstrukce pevné (a) a elastické (b) [4]

Hlavní funkcí válečkových stolic je podepírání dopravního pásu v horní i spodní větvi pásového dopravníku. Skládá se z nosné konstrukce stolic a jednotlivých válečků. Základní typy uspořádání válečkových stolic je zobrazeno na Obr. 1.9.



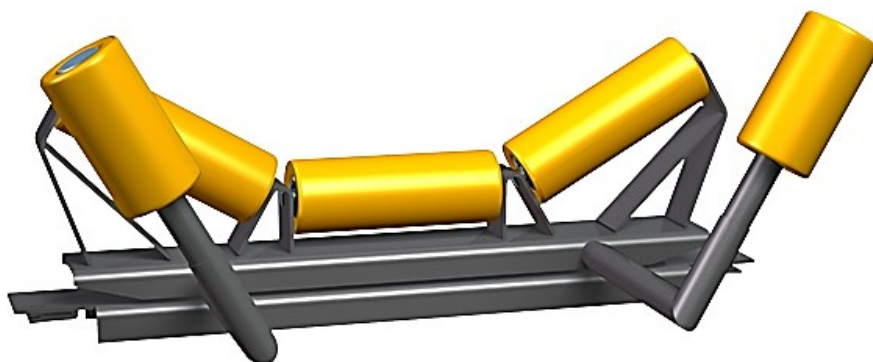
Obr. 1.9: Základní uspořádání válečkových stolic [4]

a – ploché, b – korýtkové dvou-válečkové, c – korýtkové tři-válečkové, d - bantamové

Výběr typu uspořádání válečkové stolice horní větve závisí na velikosti dopravního výkonu a dynamickém sypaném úhlu dopravovaného materiálu. Plochá horní válečková stolice se využívá pro malé dopravní výkony nebo pro přepravu kusového materiálu.

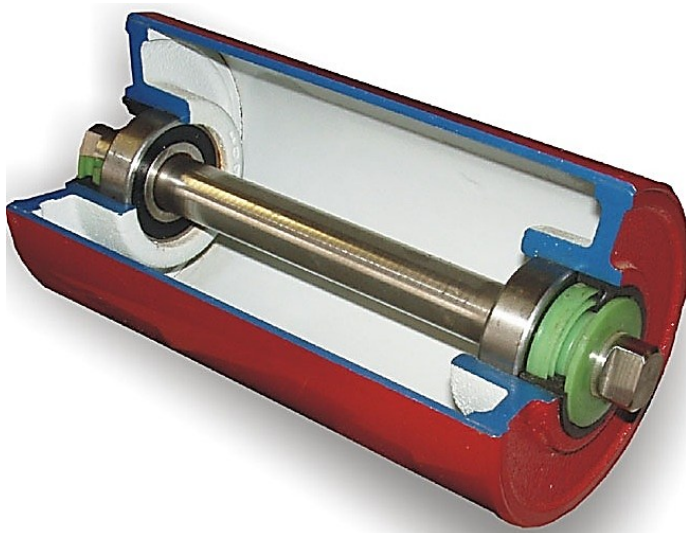
Při těžbě uhlí a dalších nerostů je potřeba přepravit velké množství materiálu na velké vzdálenosti. Proto se v tomto případě používají tři-válečkové horní stolice. Boční válečky mohou být vzhledem k horizontální rovině nakloněné pod úhlem 20° , 30° , 40° a více. Tímto se zvyšuje plocha průřezového profilu pásového dopravníku. Výhodou dvou-válečkového a tři-válečkového uspořádání horní stolice je držení podélné osy dopravního pásu v podélné ose pásového dopravníku.

Pokud má dopravní pás tendenci vychýlení z osy pásového dopravníku, jsou v určitých místech použity vyrovnávací válečky (Obr. 1.10). Váleček spodní stolice slouží pouze k držení nenaloženého dopravního pásu, proto je většinou zvolen jeden váleček na celou šířku dopravního pásu.



Obr. 1.10: Vyrovnávací válečky [6]

Nosné stolice jsou vyráběny z různých tenkostěnných ocelových profilů U, L nebo O. Jednotlivé části jsou spojeny svarovým spojem. Hřídel válečku je na obou čelech tvarově upravena tak, aby se válečky následně do stolice volně nasunuly (Obr. 1.11).



Obr. 1.11: Váleček pásového dopravníku [7]

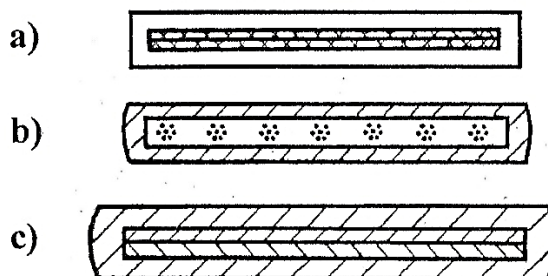
1.2.5. Dopravní pás

Nejdůležitějším prvkem pásového dopravníku je nekonečný dopravní pás, který obíhá kolem hnacího a hnaného bubnu a plní funkci nesení materiálu, osob a břemen. Současně slouží k přenosu tažných sil a veškerých odporů vznikajících při jeho pohybu.

Druhy materiálu dopravního pásu:

- gumové
- polyvinylchloridové
- ocelové
- ocelovo – gumové
- z drátěného pletiva

Pro zvýšení pevnosti dopravního pásu se kostra vyplní textilní vložkou, polyamidovou vložkou nebo ocelovými kordy (Obr. 1.12). Rozsah použitelnosti dopravních pásů s různými vložkami je zobrazen v Tab. 1.1.



Obr. 1.12: Řezy dopravních pásů různých vložek [4]

a – pás s textilní vložkou, b – pás s ocelovými kordy, c – pás s polyamidovými vložkami

Tab. 1.1: Rozsah použitelnosti gumových pásů s různými vložkami [4]

Gumové pásy	Parametry dopravníku	
	Maximální délka [m]	Maximální převýšení [m]
S textilní přírodní vložkou	1000	40
S textilní syntetickou vložkou	2 300	80
S ocelovými kordy	> 4 000	170

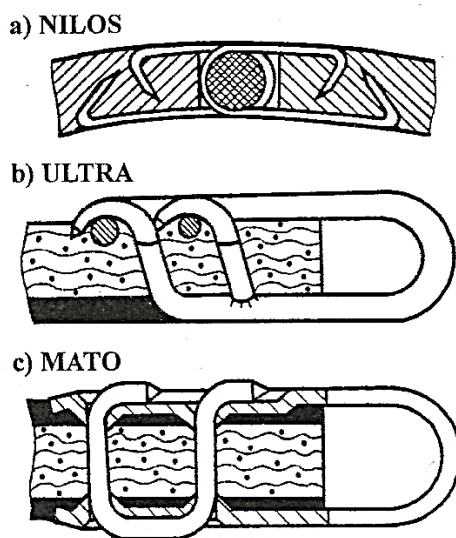
Mezi technické vlastnosti dopravních pásů patří:

- pevnost v tahu
- tažnost
- pevnost mechanického spoje
- ohebnost
- adheze mezi jednotlivými vrstvami vložek

Jednou z podmínek správně funkčnosti dopravního pásu je držení jeho podélné osy co nejblíže podélné ose pásového dopravníku. Proto je potřeba zajistit souosost hnacího a vratného bubnu, dodržení jejich rozměrů a sestavení dopravníku v ose. V případě, že nejsou tyto podmínky splněny, dochází k vybočování dopravního pásu. Tomuto nežádoucímu jevu zamezíme použitím vyrovnávacích válečků nebo napnutím vratného či poháněcího bubnu.

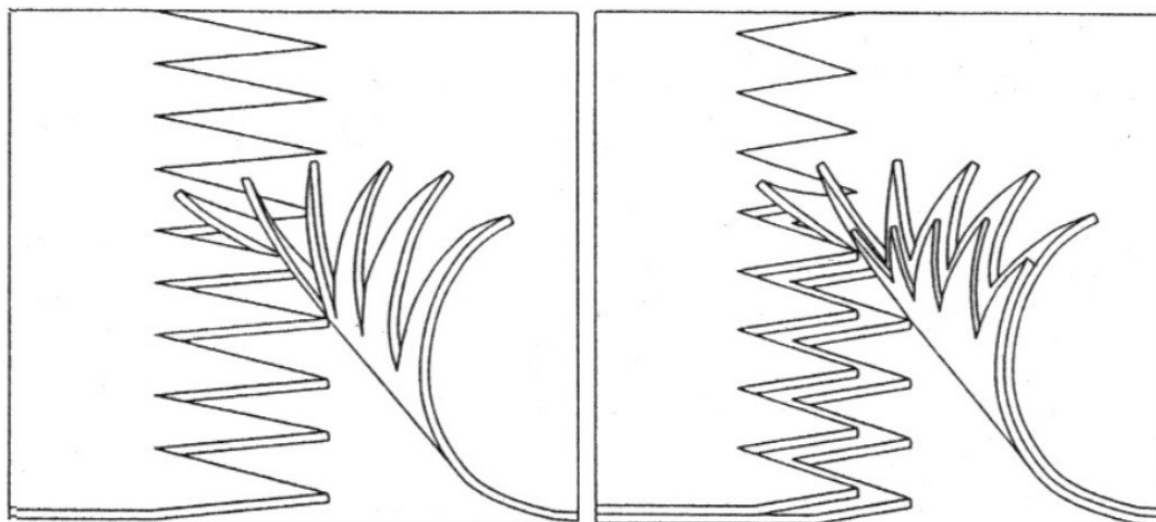
Dopravní pásy se vyrábějí v určitých délkách a volné konce je nutné spojit. Mezi druhy spojování patří mechanické spojování, vulkanizace nebo lepení.

Mechanické spoje pásu (Obr. 1.13) spočívají v zabudování spojky na volné konce dopravního pásu a následným prostrčením ocelového lanka se zapletenými konci skrze otvory spojek.



Obr. 1.13: Mechanické spoje pásů různých výrobců [4]

Dalším typem spojování volných konců dopravního pásu je vulkanizace za tepla. Pro správnou funkci vulkanizace je potřeba konce dopravního pásu stupňovitě šikmo k podélné ose pod úhlem 45° ořezat (Obr. 1.14). Když jsou volné konce připraveny k vulkanizaci, vloží se mezi ně surová masa materiálu dopravního pásu a pod tlakem se zahřívají na teplotu kolem 140°C . Takto provedený spoj má značnou pevnost a celistvost. Nevýhodou je však pracná a zdlouhavá příprava. Spojování lepením probíhá za studena, jinak je příprava dopravního pásu obdobná jako spojování vulkanizací.



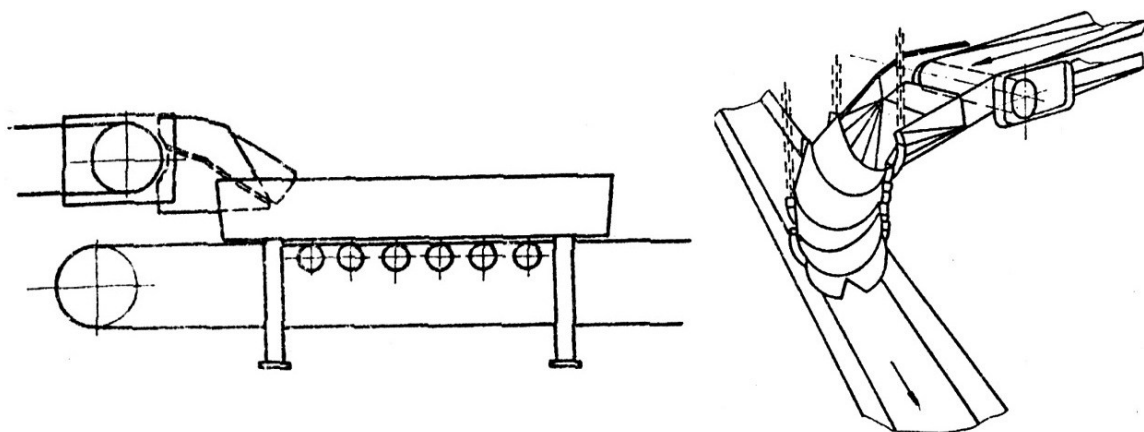
Obr. 1.14: Příprava volných konců dopravního pásu před vulkanizací [8]

1.2.6. Příslušenství

Mezi příslušenství pásových dopravníků patří:

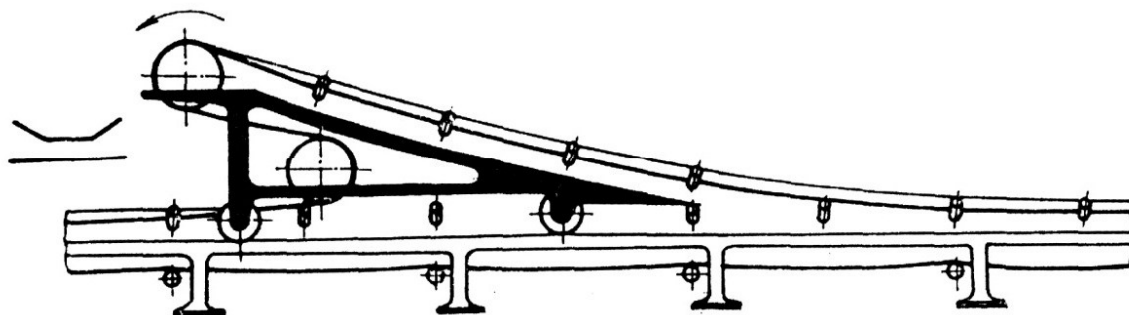
- zařízení pro přivádění materiálu na pás
- zařízení pro odvádění materiálu z pásu
- zařízení na čištění pásu
- ochranné a bezpečnostní zařízení
- automatizační zařízení

Zařízením pro přivádění materiálu na dopravní pás je násypka nebo boční přesyp (Obr. 1.15). V místě nakládání či přesypu materiálu na dopravní pás je konstrukce pásového dopravníku vystavována účinkům kinetické energie padajícího materiálu. Pro eliminaci těchto účinků je snahou přivádět materiál ve směru dopravy, stejnou rychlostí jako dopravní pás, případně volit co nejmenší dopadovou výšku.

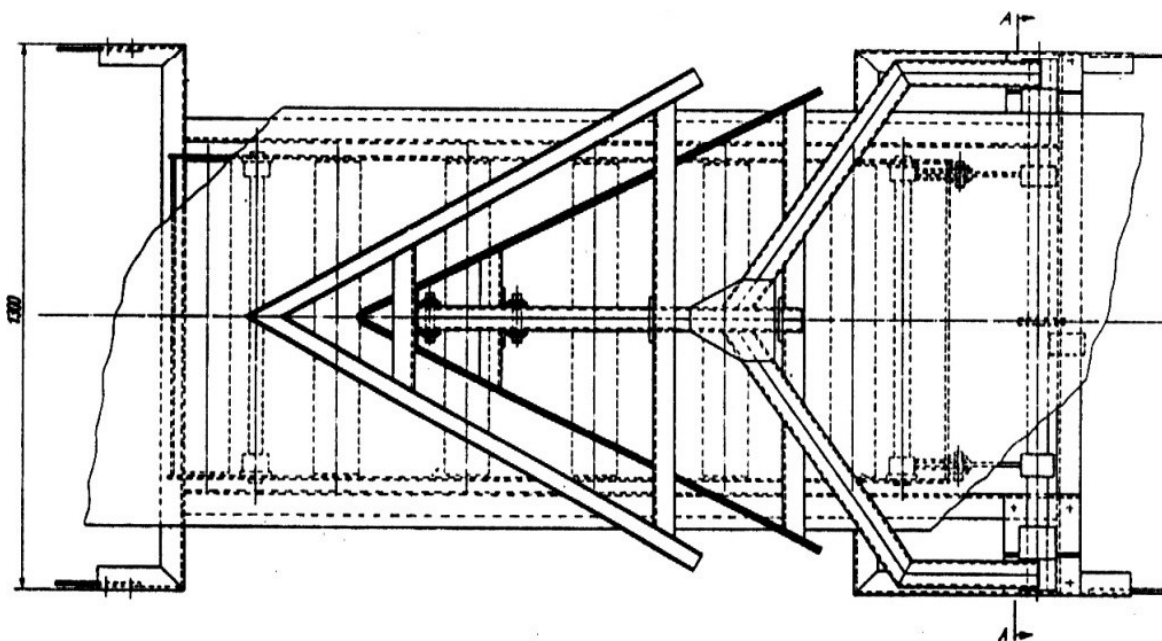


Obr. 1.15: Násypka (vlevo) a boční přesyp (vpravo) [8]

Materiál je odváděn z dopravního pásu na konci pásového dopravníku přes výsypný buben nebo v kterémkoliv místě tratě pomocí shazovacích vozů (Obr. 1.16) nebo shrnovačů (Obr. 1.17).

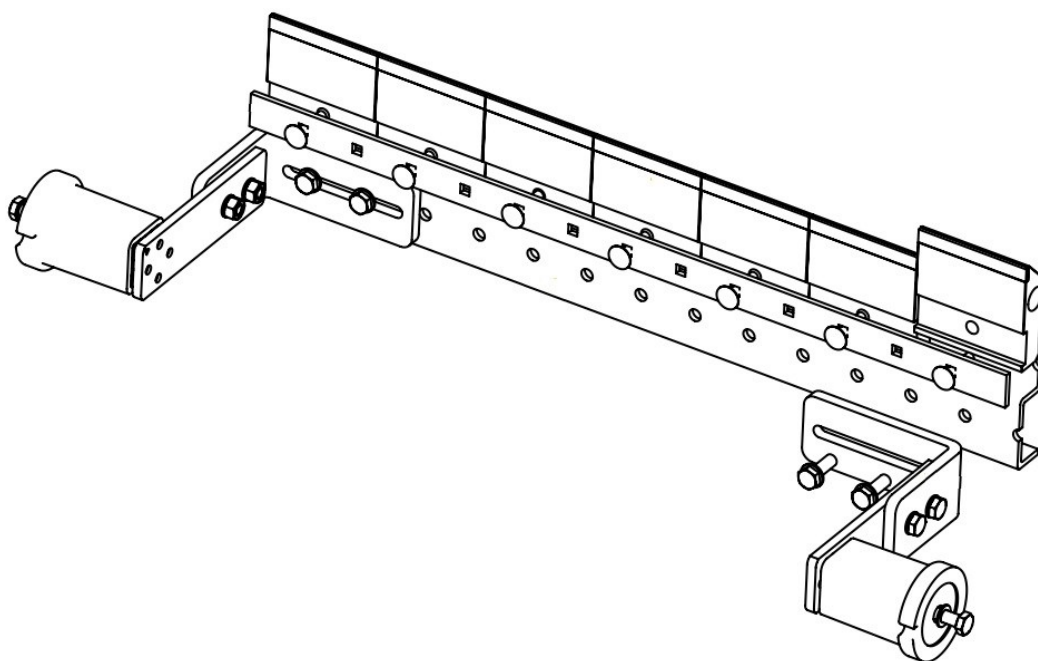


Obr. 1.16: Shazovací vůz [8]



Obr. 1.17: Shrnovač [8]

Po přepravě uhlí je dopravní pás znečištěn. Proto se v místě pod hnacím nebo hnacím bubnem umísťuje stěrač nečistot (Obr. 1.18).



Obr. 1.18: Schéma stěrače dopravního pásu [9]

Ochranné a bezpečnostní prvky mají za úkol chránit pásový dopravník před poškozením a zajistit bezpečnost používání tohoto stroje. Mezi ochranné prvky patří boční těsnění, indikátory a odlučovače železa, přechody pásového dopravníku, přídavná brzda, skrápěcí zařízení, protipožární zařízení atd.

Pásové dopravníky jsou velmi vhodné pro automatizaci jejich provozu. Výhodou automatizace je zvýšení bezpečnosti a zlepšování pracovních podmínek.

2. PARAMETRY PRVKŮ NAVRHOVANÉHO DOPRAVNÍKU

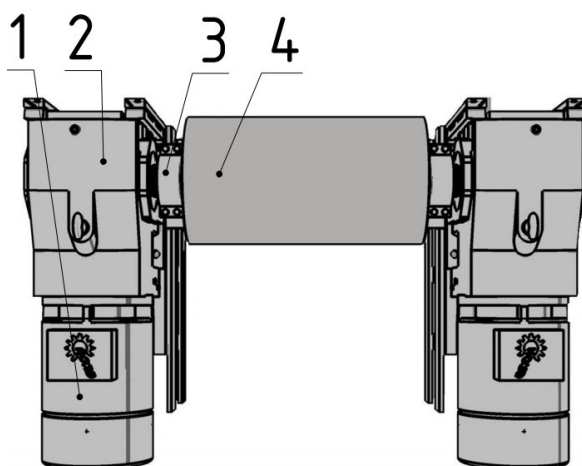
Pro výpočtovou část je nutné zvolit některé prvky pásového dopravníku předem. Další díly jsou naopak zvoleny podle výstupních hodnot výpočtové části. Veškeré součásti potřebné pro výpočet a návrh pásového dopravníku (Obr. 2.1) jsou popsány v této kapitole.



Obr. 2.1: Navrhovaný pásový dopravník

2.1. Poháněcí stanice

Celkový provozní výkon elektromotorů pásového dopravníku je $P = 162 \text{ kW}$. Nejblíží vyšší řada výkonu elektromotoru je 200 kW . Výkon elektromotoru této řady je zbytečně velký a elektromotor drahý. S ohledem na nižší cenu jsou pro poháněcí stanici zvoleny dva převodové elektromotory **NORD SK9092.1AX - 280M/4 BRE 800** (Obr. 2.2). Tyto převodové elektromotory se skládají z elektromotoru se zabudovanou brzdou a kuželočelní převodovkou. Výhodou kuželočelního uspořádání je možnost rovnoběžného umístění elektromotorů s pásovým dopravníkem. Výstupní hřídel převodovky je dutý, proto není nutné umístění spojky mezi převodovkou a hnacím bubnem. Potřebné parametry pohonné jednotky pro výpočet jsou uvedeny v tabulce níže (Tab. 2.1).



Obr. 2.2: Pohon pásového dopravníku

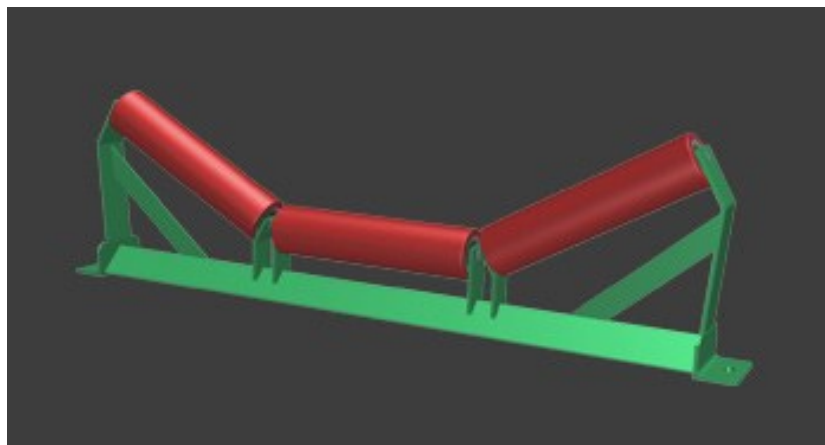
1 – elektromotor s brzdou, 2 – kuželočelní převodovka, 3 – uložení hřídele hnacího bubnu, 4 – hnací buben

Tab. 2.1: Technické parametry převodového elektromotoru s brzdou [..]

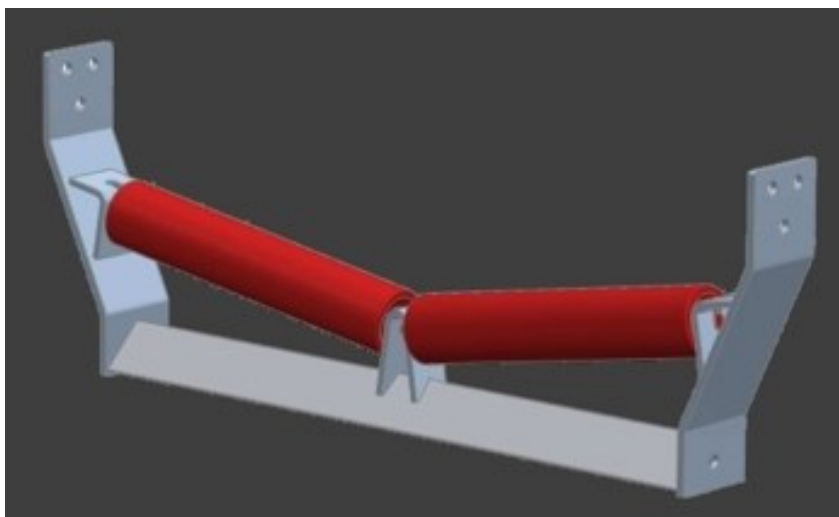
Jmenovitý výkon elektromotoru	$P_M = 90 \text{ kW}$
Jmenovité otáčky elektromotoru	$N_M = 1485 \text{ min}^{-1}$
Účinnost elektromotoru	$\eta_M = 0,95$
Jmenovitý moment elektromotoru	$M_M = 579 \text{ N} \cdot \text{m}$
Poměrný záběrný moment elektromotoru	$M_{MZ} = 2,5$
Moment setrvačnosti elektromotoru	$J_M = 1,4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Počet použitých elektromotorů	$n_e = 2$
Jmenovitý výkon převodovky	$P_N = 90 \text{ kW}$
Výstupní otáčky převodovky	$N_N = 60 \text{ min}^{-1}$
Účinnost převodovky	$\eta_N = 0,96$
Jmenovitý moment převodovky	$M_N = 14\,330 \text{ N} \cdot \text{m}$
Provozní součinitel převodovky	$f_B = 2,2$
Moment setrvačnosti převodovky	$J_N = 0,25 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Převodový poměr převodovky	$u = 24,94$
Počet použitých převodovek	$n_N = 2$
Brzdný moment brzdy	$M_B = 800 \text{ N} \cdot \text{m}$
Počet brzd	$n_B = 2$

2.2. Válečkové stolice

Z důvodu velikosti dopravního výkonu, dynamického sypného úhlu a držení pásu ve středu podélné osy dopravníku je pro přepravu uhlí zvoleno korýtkové tří - válečkové uspořádání horní stolice **GTK L7 – 150** (Obr. 2.3) a dvou – válečkové uspořádání dolní stolice **GTK UL7** (Obr. 2.4). Parametry potřebné pro výpočet jsou uvedeny v tabulce níže (Tab. 2.2).



Obr. 2.3: Horní stolice dopravní trati [11]



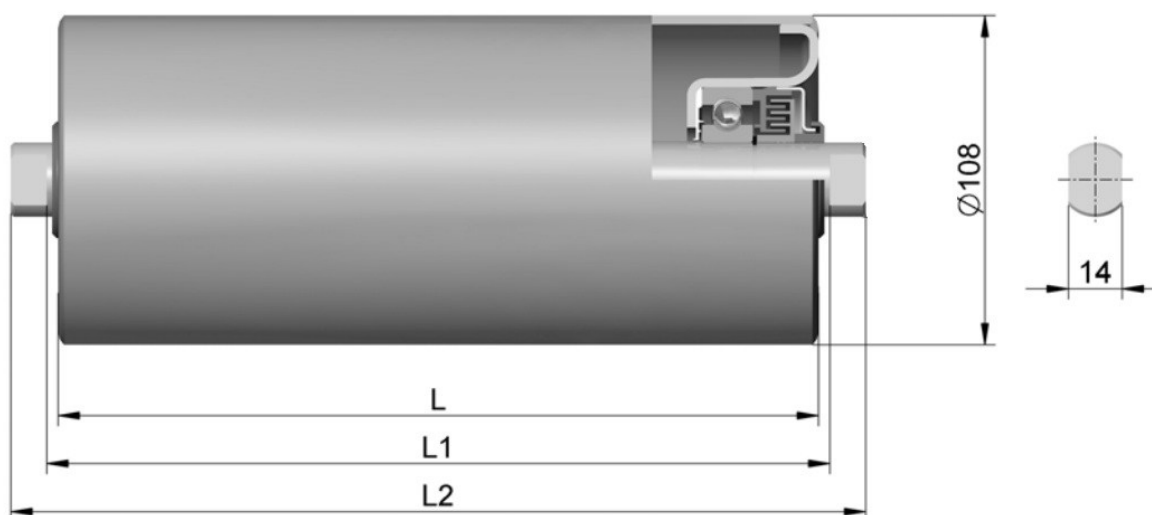
Obr. 2.4: Dolní stolice dopravní trati [12]

Tab. 2.2: Technické parametry horní a dolní stolice

Rozteč stolic horní větve	$t_1 = 1,25 \text{ m}$
Rozteč stolic dolní větve	$t_2 = 3,75 \text{ m}$

2.3. Válečky

Průměry válečků umístěných ve válečkových stolicích jsou závislé na velikosti tíhy materiálu, která působí na váleček. Je daná výpočtem v katalogu výrobce. Pro horní stolicí byl zvolen váleček **Transroll váleček hladký 108×380 / 6305** a pro dolní stolicí byl zvolen váleček **Transroll váleček hladký 108×600 / 6204** (Obr. 2.5). Parametry potřebné pro výpočet jsou uvedeny v tabulce níže (Tab. 2.3).



Obr. 2.5: Váleček horní a dolní stolice [13]

Tab. 2.3: Technické parametry válečků horní a dolní stolice [13]

Délka válečku horní stolice	$L_S = 380 \text{ mm}$
Hmotnost rotujících dílů válečku horní stolice	$m_{vh} = 3,8 \text{ kg}$
Počet válečků horní stolice	$n_{vh} = 3$
Sklon bočních válečků horní stolice	$\beta = 40^\circ$
Délka válečku dolní stolice	$L_{S1} = 600 \text{ mm}$
Hmotnost rotujících dílů válečku dolní stolice	$m_{vs} = 5,1 \text{ kg}$
Počet válečků dolní stolice	$n_{vs} = 2$
Sklon bočních válečků dolní stolice	$\beta_1 = 10^\circ$

2.4. Dopravní pás

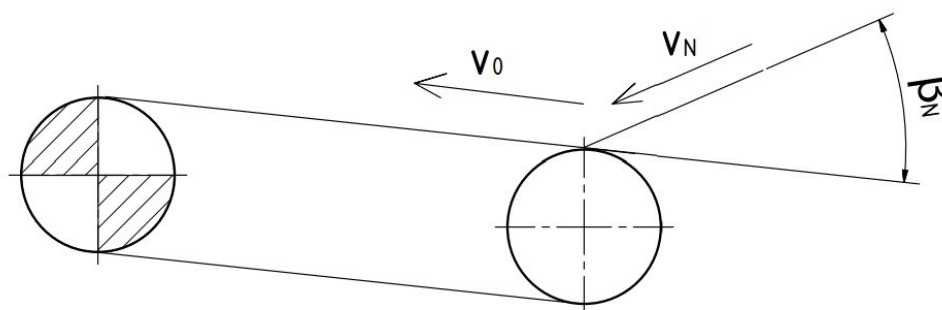
Pro přepravu uhlí byl zvolen pryžový pás pro všeobecné použití **Fenner Dunlop 1250**. Šířka pásu je dána výpočtem z katalogu výrobce. Parametry potřebné pro výpočet jsou uvedeny v tabulce níže (Tab. 2.4).

Tab. 2.4: Technické parametry dopravního pásu [14]

Pevnost dopravního pásu	$\sigma_{dov} = 1250 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$
Tloušťka pásu	$t = 10,4 \text{ mm}$
Měrná hmotnost pásu	$q_B = 12,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$
Šířka pásu	$B = 1000 \text{ mm}$

2.5. Násypka

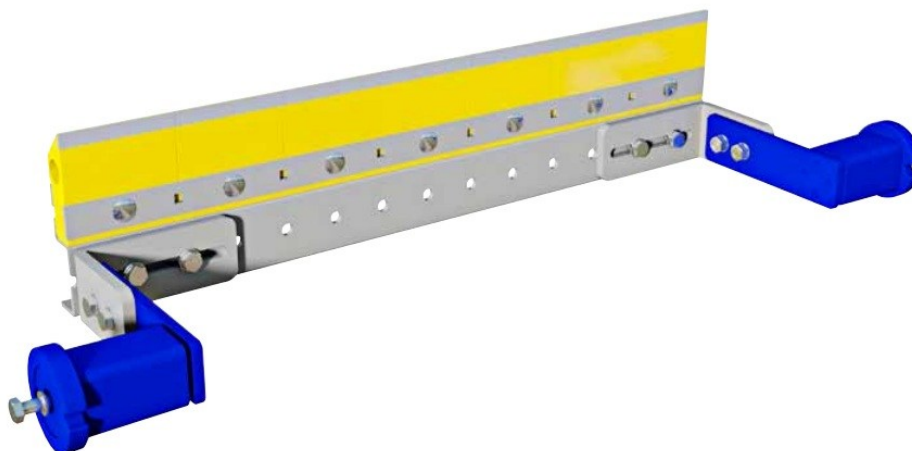
Materiál je na dopravní pás přiváděn přepadovou násypkou. Geometrie a konstrukce násypky ovlivňuje výpočet vedlejších odporů dopravníku. Kluznice násypky je vůči směru pohybu pásu nakloněna o 30° . Dopravovaný materiál se po kluznici pohybuje rychlostí $1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ (Obr. 2.6). Délka násypky $L_N = 2,5 \text{ m}$ a světlá šířka násypky $b_N = 0,75 \text{ m}$.



Obr. 2.6: Schéma přivádění materiálu na dopravní pás

2.6. Čistič pásu

Dopravní pás je po přepravě uhlí znečištěn. Proto je pod hnacím bubnem umístěn čistič dopravního pásu Hampus 9210 (Obr. 2.7) s parametry uvedenými v tabulce níže (Tab. 2.5).



Obr. 2.7: Čistič pásu [9]

Tab. 2.5: Parametry čističe pásu []

Šířka čističe	$x = 0,9 \text{ m}$
Tloušťka hrotu segmentu	$y = 0,005 \text{ m}$
Počet segmentů	$n_s = 9$

3. VÝPOČET PÁSOVÉHO DOPRAVNÍKU DLE ČSN ISO 5048

3.1. Zadané technické parametry

- osová vzdálenost vratného a výsypného bubnu $L = 500 \text{ m}$
- maximální délka uloženého pásu $L_Z = 150 \text{ m}$
- sypná hmotnost uhlí $\rho_s = 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- dopravní výška $H = 65 \text{ m}$
- dopravní výkon $Q = 600 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$

3.2. Návrh průřezového profilu dopravníku

3.2.1. Požadovaná plocha průřezu náplně pásu

$$S_p = \frac{Q}{3,6 \cdot v \cdot \rho_s \cdot k_\varphi} \quad (3.1)$$

$$S_p = \frac{600}{3,6 \cdot 2 \cdot 1000 \cdot 0,8}$$

$$S_p = 0,10417 \text{ m}^2$$

kde: v – rychlost pásu [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

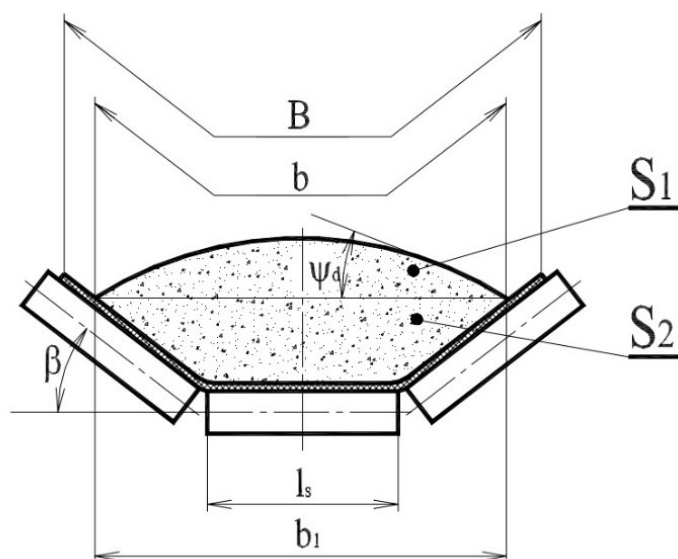
voleno dle [8]

k_φ – součinitel plnění pásu [-]

voleno dle [8]

3.2.2. Skutečná plocha průřezu náplně pásu

Geometrie plochy průřezu náplně pásu (Obr. 3.1) je dána uspořádáním válečků v horní stolici.



Obr. 3.1: Korytkové uspořádání horní stolice [15]

$$S_S = S \cdot k \quad (3.2)$$

$$S_S = 0,11425 \cdot 0,9759$$

$$S_S = 0,1115 \text{ m}^2$$

Plocha průřezu náplně pásu

$$S = S_1 + S_2 = \frac{1}{6} \cdot b_1^2 \cdot \operatorname{tg} \psi_D + \frac{1}{4} \cdot (b_1^2 - l_s^2) \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (3.3)$$

$$S = \frac{1}{6} \cdot 0,74^2 \cdot \operatorname{tg} 18^\circ + \frac{1}{4} \cdot (0,74^2 - 0,38^2) \cdot \operatorname{tg} 40^\circ$$

$$S = 0,11425 \text{ m}^2$$

kde: ψ_D – dynamický sypný úhel [°]

voleno dle [15]

Světlná ložná šířka dopravního pásu

$$b_1 = b \cdot \cos \beta + l_s \cdot (1 - \cos \beta) \quad (3.4)$$

$$b_1 = 0,85 \cdot \cos 40^\circ + 0,38 \cdot (1 - \cos 40^\circ)$$

$$b_1 = 0,74 \text{ m}$$

Ložná šířka dopravního pásu

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 \quad (3.5)$$

$$b = 0,9 \cdot 1 - 0,05$$

$$b = 0,85 \text{ m}$$

Součinitel sklonu

$$k = 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) \quad (3.6)$$

$$k = 1 - \frac{0,02965}{0,11425} \cdot (1 - 0,9072)$$

$$k = 0,9759$$

Součinitel korekce vrchlíku náplně pásu

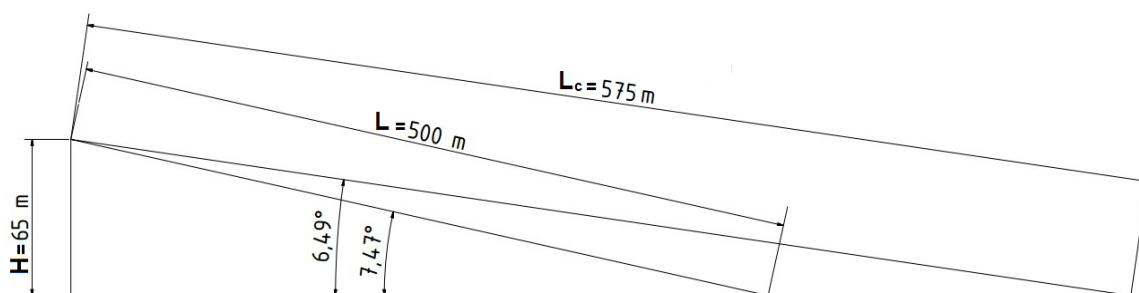
$$k_1 = \sqrt{\frac{(\cos \varepsilon)^2 - (\cos \psi_D)^2}{1 - (\cos \psi_D)^2}} \quad (3.7)$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{(\cos 7,47^\circ)^2 - (\cos 18^\circ)^2}{1 - (\cos 18^\circ)^2}}$$

$$k_1 = 0,9072$$

Maximální úhel sklonu dopravníku

Maximální úhel sklonu dopravníku je dán minimální osovou vzdáleností vratného a výsypného bubnu L a dopravní výškou H (Obr. 3.2).



Obr. 3.2: Maximální úhel sklonu dopravníku

$$\varepsilon = \sin^{-1}\left(\frac{H}{L}\right) \quad (3.8)$$

$$\varepsilon = \sin^{-1}\left(\frac{65}{500}\right)$$

$$\varepsilon = 7,47^\circ$$

3.2.3. Porovnání požadovaného a skutečného průřezu náplně pásu

$$S_p \leq S_s \quad (3.9)$$

$$0,10417 \text{ m}^2 < 0,1115 \text{ m}^2$$

Rozdíl plochy požadovaného a skutečného průřezu náplně pásu

$$\Delta S = \frac{S_s \cdot 100}{S_p} - 100 \quad (3.10)$$

$$\Delta S = \frac{0,1115 \cdot 100}{0,10417} - 100$$

$$\Delta S = 7,04 \%$$

Skutečný průřez náplně pásu S_s je přibližně o 7 % větší, než požadovaný průřez náplně pásu S_p . Tímto je podmínka splněna a návrh průřezového profilu dopravníku vyhovuje stanoveným podmínkám.

3.3. Obvodová síla na poháněcím bubnu

$$F_U = F_H + F_N + F_S + F_{St} \quad (3.11)$$

$$F_U = 19\,549 + 867 + 72 + 53\,137,5$$

$$F_U = 73\,625,5 \text{ N}$$

3.3.1. Hlavní odpory dopravníku

V případě, že je vzdálenost os poháněcího a vratného bubnu větší než 80 m, jsou vedlejší odpory podstatně nižší než hlavní odpory. Pro zjednodušení se do výpočtu zavádí součinitel vedlejšího odporu C , kterým se násobí hlavní odpor.

$$F_H = C \cdot f \cdot L_C \cdot g \cdot [q_{RO} + q_{RU} + (2 \cdot q_B + q_G)] \quad (3.12)$$

$$F_H = 1,1478 \cdot 0,025 \cdot 575 \cdot 9,81 \cdot [9,12 + 2,72 + (2 \cdot 12,8 + 83,3)]$$

$$F_H = 19\,549 \text{ N}$$

kde: f – globální součinitel tření [-]

voleno dle [16]

Součinitel vedlejšího odporu

$$C = \frac{L_C + L_0}{L_C} \quad (3.13)$$

$$C = \frac{575 + 85}{575}$$

$$C = 1,1478$$

kde: L_0 - přídavná délka dopravníku [m]

voleno dle [16]

Maximální délka dopravníku

$$L_C = L + \frac{L_Z}{2} \quad (3.14)$$

$$L_C = 500 + \frac{150}{2}$$

$$L_C = 575 \text{ m}$$

Měrná hmotnost rotujících dílů horní větve

$$q_{RO} = \frac{n_{vh} \cdot m_{vh}}{t_1} \quad (3.15)$$

$$q_{RO} = \frac{3 \cdot 3,8}{1,25}$$

$$q_{RO} = 9,12 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Měrná hmotnost rotujících dílů dolní větve

$$q_{RU} = \frac{n_{vd} \cdot m_{vd}}{t_2} \quad (3.16)$$

$$q_{RO} = \frac{2 \cdot 5,1}{3,75}$$

$$q_{RO} = 2,72 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Měrná hmotnost dopravovaného materiálu

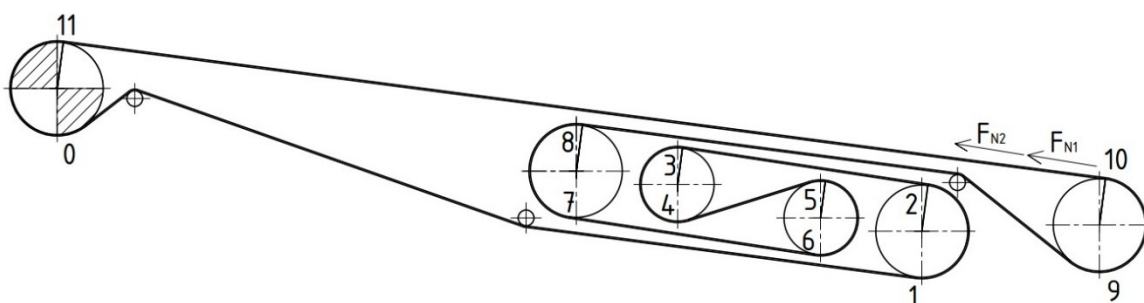
$$q_G = \frac{Q}{3,6 \cdot v} \quad (3.17)$$

$$q_G = \frac{600}{3,6 \cdot 2}$$

$$q_G = 83,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

3.3.2. Vedlejší odpory dopravníku

Vedlejší odpory dopravníku působí v různých místech. Pro přehlednost výpočtu jsou tato místa označena čísly (Obr. 3.3).



Obr. 3.3: Označení míst vedlejších odporů dopravníku

$$F_N = F_{N1} + F_{N2} + F_{N3} + F_{N4} \quad (3.18)$$

$$F_N = 117 + 182 + 278 + 290$$

$$F_N = 867 \text{ N}$$

Odpor setrvačných sil v místě nakládání a v oblasti urychlování

$$F_{N1} = q_G \cdot v \cdot (v - v_0) \quad (3.19)$$

$$F_{N1} = 83,333 \cdot 2 \cdot (2 - 1,3)$$

$$F_{N1} = 117 \text{ N}$$

Složka rychlosti dopravované hmoty ve směru pohybu pásu

$$v_0 = v_N \cdot \cos \beta_N \quad (3.20)$$

$$v_0 = 1,5 \cdot \cos 30^\circ$$

$$v_0 = 1,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a vedením v oblasti urychlování

$$F_{N2} = \frac{\mu_B \cdot q_G^2 \cdot g \cdot l_N}{\rho_S \cdot b_N^2} \quad (3.21)$$

$$F_{N2} = \frac{0,6 \cdot 83,333^2 \cdot 9,81 \cdot 2,5}{1000 \cdot 0,75^2}$$

$$F_{N2} = 182 \text{ N}$$

kde: μ_B – součinitel tření mezi dopravovaným materiálem
a bočním vedením [-]

voleno dle [16]

Odpor ohybch pásu na bubnech

$$F_{N3} = F_{N31} + F_{N32} + F_{N33} + F_{N34} + F_{N35} \quad (3.22)$$

$$F_{N3} = 50 + 63 + 64 + 51 + 50$$

$$F_{N3} = 278 \text{ N}$$

Odpor v ohybu pásu na bubnu v místě 1

$$F_{N31} = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{T_1}{B}\right) \cdot \frac{t}{D_{B1}} \quad (3.23)$$

$$F_{N31} = 9 \cdot 1 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{21\,074}{1}\right) \cdot \frac{0,0104}{0,63}$$

$$F_{N31} = 50 \text{ N}$$

Odpor v ohybu pásu na bubnu v místě 3

$$F_{N32} = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{T_3}{B}\right) \cdot \frac{t}{D_{B2}} \quad (3.24)$$

$$F_{N32} = 9 \cdot 1 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{21\,222}{1}\right) \cdot \frac{0,0104}{0,5}$$

$$F_{N32} = 63 \text{ N}$$

Odpor v ohybu pásu na bubnu v místě 5

$$F_{N33} = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{T_5}{B}\right) \cdot \frac{t}{D_{B3}} \quad (3.25)$$

$$F_{N33} = 9 \cdot 1 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{21\,329}{1}\right) \cdot \frac{0,0104}{0,5}$$

$$F_{N33} = 64 \text{ N}$$

Odpor v ohybu pásu na bubnu v místě 7

$$F_{N34} = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{T_7}{B}\right) \cdot \frac{t}{D_{B4}} \quad (3.26)$$

$$F_{N34} = 9 \cdot 1 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{21\,505}{1}\right) \cdot \frac{0,0104}{0,63}$$

$$F_{N34} = 51 \text{ N}$$

Odpor v ohybu pásu na bubnu v místě 9

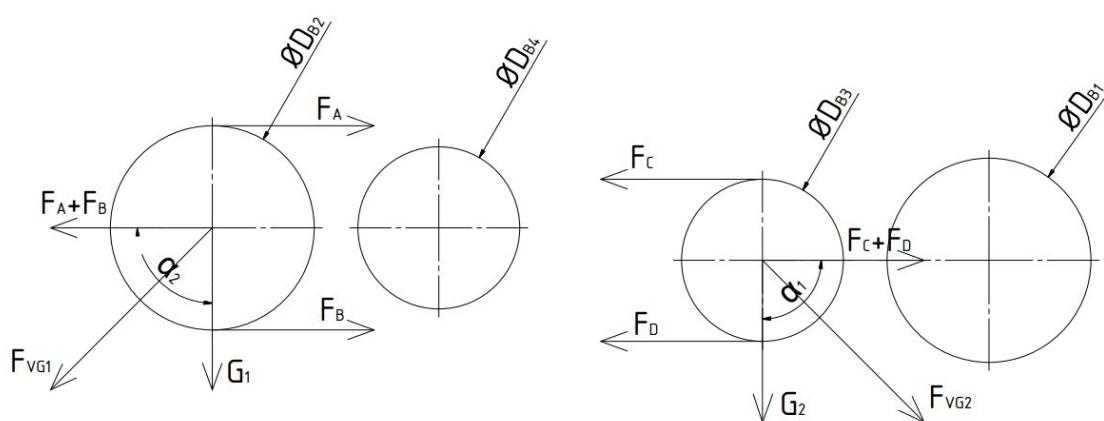
$$F_{N35} = 9 \cdot B \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{T_9}{B}\right) \cdot \frac{t}{D_{B5}} \quad (3.27)$$

$$F_{N35} = 9 \cdot 1 \cdot \left(140 + 0,01 \cdot \frac{20\,846}{1}\right) \cdot \frac{0,0104}{0,63}$$

$$F_{N35} = 50 \text{ N}$$

Odpor v ložiskách bubnů

Odpor v ložiskách bubnu je dán výslednicí sil působících na bubnu, která se skládá z tíhy bubnu a tahů v páse. Tyto síly jsou schematicky zobrazeny na Obr. 3.4. Hmotnost bubnů je odečtena z 3D modelů v softwaru Autodesk Inventor Professional 2015.



Obr. 3.4: Schéma rozložení sil na bubnech

$$F_{N4} = F_{N41} + F_{N42} + F_{N43} + F_{N44} + F_{N45} \quad (3.28)$$

$$F_{N4} = 53 + 65 + 67 + 52 + 53$$

$$F_{N4} = 290 \text{ N}$$

Odpor v ložiskách bubnu v místě 1

$$F_{N41} = 0,005 \cdot \frac{d_{B1}}{D_{B1}} \cdot T_{V1} \quad (3.29)$$

$$F_{N41} = 0,005 \cdot \frac{0,14}{0,63} \cdot 44\,633$$

$$F_{N41} = 53 \text{ N}$$

Výslednice sil působících na bubnu v místě 1

$$F_{V1} = \sqrt{(2 \cdot T_1 + F_{N31})^2 + G_1^2 + 2 \cdot (2 \cdot T_1 + F_{N31}) \cdot G_1 \cdot \cos(\alpha_1)} \quad (3.30)$$

$$F_{V1}$$

$$= \sqrt{(2 \cdot 21\,074 + 50)^2 + 3827^2 + 2 \cdot (2 \cdot 21\,074 + 50) \cdot 3827 \cdot \cos(82,53)}$$

$$F_{V1} = 44\,633 \text{ N}$$

Odpory v ložiskách bubnu v místě 3

$$F_{N42} = 0,005 \cdot \frac{d_{B2}}{D_{B2}} \cdot T_{V3} \quad (3.31)$$

$$F_{N42} = 0,005 \cdot \frac{0,14}{0,5} \cdot 42\,994$$

$$F_{N42} = 65\,N$$

Výslednice sil působících na bubnu v místě 3

$$F_{V3} = \sqrt{(2 \cdot T_3 + F_{N32})^2 + G_2^2 + 2 \cdot (2 \cdot T_3 + F_{N32}) \cdot G_2 \cdot \cos(\alpha_2)} \quad (3.32)$$

$$F_{V3} = \sqrt{(2 \cdot 21\,222 + 63)^2 + 2970^2 + 2 \cdot (2 \cdot 21\,222 + 63) \cdot 2970 \cdot \cos(97,47)}$$

$$F_{V3} = 42\,994\,N$$

Odpory v ložiskách bubnu v místě 5

$$F_{N43} = 0,005 \cdot \frac{d_{B3}}{D_{B3}} \cdot T_{V5} \quad (3.33)$$

$$F_{N43} = 0,005 \cdot \frac{0,14}{0,5} \cdot 44\,594$$

$$F_{N43} = 67\,N$$

Výslednice sil působících na bubnu v místě 5

$$F_{V5} = \sqrt{(2 \cdot T_5 + F_{N33})^2 + G_2^2 + 2 \cdot (2 \cdot T_5 + F_{N33}) \cdot G_2 \cdot \cos(\alpha_1)} \quad (3.34)$$

$$F_{V3} = \sqrt{(2 \cdot 21\,329 + 64)^2 + 2970^2 + 2 \cdot (2 \cdot 21\,329 + 64) \cdot 2970 \cdot \cos(82,53)}$$

$$F_{V3} = 44\,594\,N$$

Odpory v ložiskách bubnu v místě 7

$$F_{N44} = 0,005 \cdot \frac{d_{B4}}{D_{B4}} \cdot T_{V7} \quad (3.35)$$

$$F_{N44} = 0,005 \cdot \frac{0,14}{0,63} \cdot 43\,724$$

$$F_{N44} = 52\,N$$

Výslednice sil působících na bubnu v místě 7

$$F_{V7} = \sqrt{(2 \cdot T_7 + F_{N34})^2 + G_1^2 + 2 \cdot (2 \cdot T_7 + F_{N34}) \cdot G_1 \cdot \cos(\alpha_2)} \quad (3.36)$$

$$F_{V7} = \sqrt{(2 \cdot 21\,505 + 51)^2 + 3827^2 + 2 \cdot (2 \cdot 21\,505 + 51) \cdot 3827 \cdot \cos(97,47)}$$

$$F_{V7} = 43\,724\,N$$

Odpory v ložiskách bubnu v místě 9

$$F_{N45} = 0,005 \cdot \frac{d_{B5}}{D_{B5}} \cdot T_{V9} \quad (3.37)$$

$$F_{N45} = 0,005 \cdot \frac{0,14}{0,63} \cdot 44\,013$$

$$F_{N45} = 53\,N$$

Výslednice sil působících na bubnu v místě 9

$$F_{V9} = \sqrt{(2 \cdot T_9 + F_{N35})^2 + G_1^2 + 2 \cdot (2 \cdot T_9 + F_{N35}) \cdot G_1 \cdot \cos(\alpha_1)} \quad (3.38)$$

$$F_{V9} = \sqrt{(2 \cdot 20\,846 + 50)^2 + 3827^2 + 2 \cdot (2 \cdot 20\,846 + 50) \cdot 3827 \cdot \cos(82,53)}$$

$$F_{V9} = 44\,013\,N$$

3.3.3. Přídavné odpory dopravníku

$$F_S = F_{S1} \quad (3.39)$$

$$F_S = 72\,N$$

Odpor čističe pásu

$$F_{S1} = A \cdot p \cdot \mu_S \quad (3.40)$$

$$F_{S1} = 4,5 \cdot 10^{-3} \cdot 40\,000 \cdot 0,4$$

$$F_{S1} = 72\,N$$

kde: p – tlak mezi čističem pásu a pásem [Pa] voleno dle [8]
 μ_S – součinitel tření mezi pásem a čističem pásu [-] voleno dle [8]

Dotyková plocha mezi pásem a čističem pásu

$$A = x \cdot y \quad (3.41)$$

$$A = 0,9 \cdot 0,005$$

$$A = 4,5 \cdot 10^{-3} \, m^2$$

3.3.4. Odpor k překonání dopravní výšky

$$F_{St} = q_G \cdot H \cdot g \quad (3.42)$$

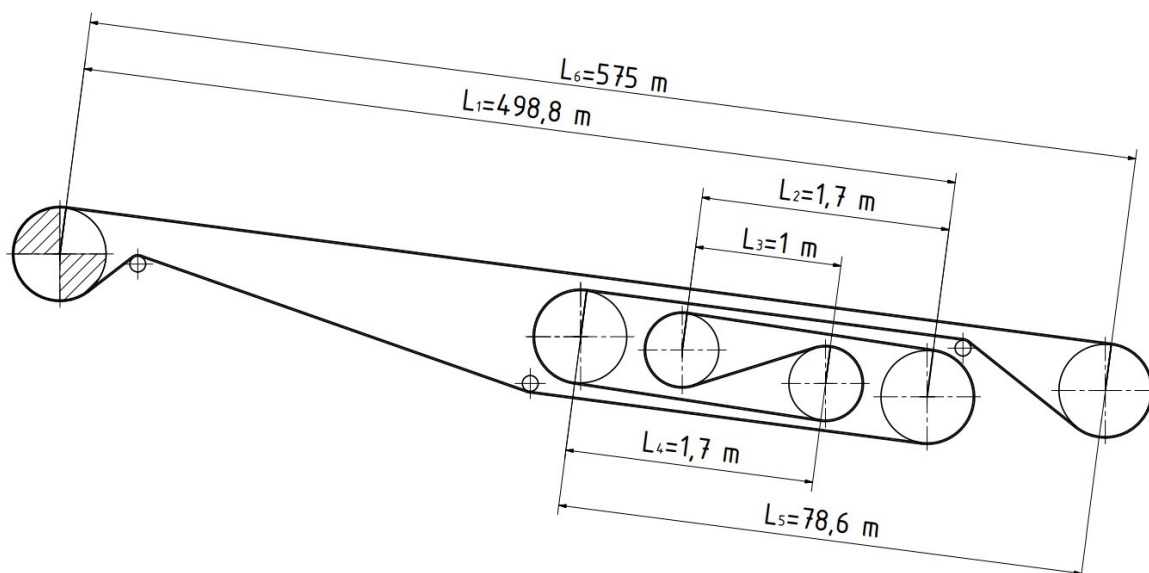
$$F_{St} = 83,3 \cdot 65 \cdot 9,81$$

$$F_{St} = 53\,137,5\,N$$

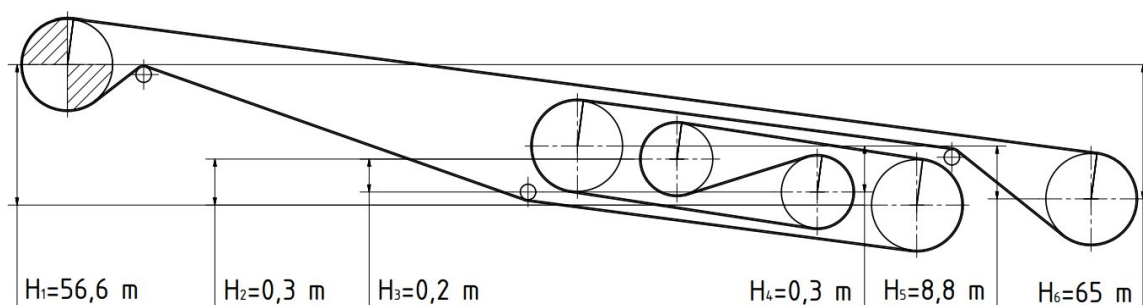
4. GRAFICKO-POČETNÍ METODA K URČENÍ TAŽNÝCH SIL

Mezi vedlejší odpory patří odpor ohybu pásu na bubnech F_{N3} a odpor v ložiskách bubnu F_{N4} . Pro jejich výpočet je nutné znát velikosti tažných sil pásu v jednotlivých místech dopravníku. Graficko-početní metoda slouží zároveň k určení síly v místě napínání dopravního pásu.

Po návrhu základní geometrie délek a výšek dopravníku v rozvinutém tvaru (Obr. 4.1, Obr. 4.2) je pomocí graficko-početní metody vypočítána velikost odbíhající síly F_0 bez vedlejších odporů. Výsledná hodnota je navýšena a výpočet proveden ještě jednou se všemi odpory. Grafické znázornění průběhu tažných sil v dopravním páse je zobrazeno na Obr. 4.3.



Obr. 4.1: Geometrie délek dopravníku v rozvinutém tvaru



Obr. 4.2: Geometrie výšek dopravníku v rozvinutém tvaru

4.1. Výpočet tažných sil v jednotlivých místech dopravníku

$$T_0 = F_0 \quad (4.1)$$

$$T_0 = 26\,000\,N$$

$$T_1 = T_0 + (q_B + q_{RU}) \cdot g \cdot C \cdot f \cdot L_1 - q_B \cdot g \cdot H_1 \quad (4.2)$$

$$T_1 = 26\,000 + (12,8 + 2,72) \cdot 9,81 \cdot 1,1478 \cdot 0,025 \cdot 498,8 - 12,8 \cdot 9,81 \cdot 56,6$$

$$T_1 = 21\,074\,N$$

$$T_2 = T_1 + F_{N31} + F_{N41} \quad (4.3)$$

$$T_2 = 21\,074 + 50 + 53$$

$$T_2 = 21\,177\,N$$

$$T_3 = T_2 + (q_B + q_{RU}) \cdot g \cdot C \cdot f \cdot L_2 + q_B \cdot g \cdot H_2 \quad (4.4)$$

$$T_3 = 21\,177 + (12,8 + 2,72) \cdot 9,81 \cdot 1,1478 \cdot 0,025 \cdot 1,7 + 12,8 \cdot 9,81 \cdot 0,3$$

$$T_3 = 21\,222\,N$$

$$T_4 = T_3 + F_{N32} + F_{N42} \quad (4.5)$$

$$T_4 = 21\,222 + 63 + 65$$

$$T_4 = 21\,350\,N$$

$$T_5 = T_4 + (q_B + q_{RU}) \cdot g \cdot C \cdot f \cdot L_3 - q_B \cdot g \cdot H_3 \quad (4.6)$$

$$T_5 = 21\,350 + (12,8 + 2,72) \cdot 9,81 \cdot 1,1478 \cdot 0,025 \cdot 1 - 12,8 \cdot 9,81 \cdot 0,2$$

$$T_5 = 21\,329\,N$$

$$T_6 = T_5 + F_{N33} + F_{N43} \quad (4.7)$$

$$T_6 = 21\,329 + 64 + 67$$

$$T_6 = 21\,460\,N$$

$$T_7 = T_6 + (q_B + q_{RU}) \cdot g \cdot C \cdot f \cdot L_4 + q_B \cdot g \cdot H_4 \quad (4.8)$$

$$T_7 = 21\,460 + (12,8 + 2,72) \cdot 9,81 \cdot 1,1478 \cdot 0,025 \cdot 1,7 + 12,8 \cdot 9,81 \cdot 0,3$$

$$T_7 = 21\,505\,N$$

$$T_8 = T_7 + F_{N34} + F_{N44} \quad (4.9)$$

$$T_8 = 21\,505 + 51 + 52$$

$$T_8 = 21\,608\,N$$

$$T_9 = T_8 + (q_B + q_{RU}) \cdot g \cdot C \cdot f \cdot L_5 + q_B \cdot g \cdot H_5 \quad (4.10)$$

$$T_9 = 21\,608 + (12,8 + 2,72) \cdot 9,81 \cdot 1,1478 \cdot 0,025 \cdot 78,6 - 12,8 \cdot 9,81 \cdot 8,8$$

$$T_9 = 20\,846\,N$$

$$T_{10} = T_9 + F_{N1} + F_{N2} + F_{N35} + F_{N45} \quad (4.11)$$

$$T_{10} = 20\,846 + 117 + 182 + 50 + 53$$

$$T_{10} = 21\,248\,N$$

$$T_{11} = F_n = T_{10} + (q_B + q_{RU} + q_G) \cdot g \cdot C \cdot f \cdot L_6 + (q_B + q_G) \cdot g \cdot H_6 \quad (4.12)$$

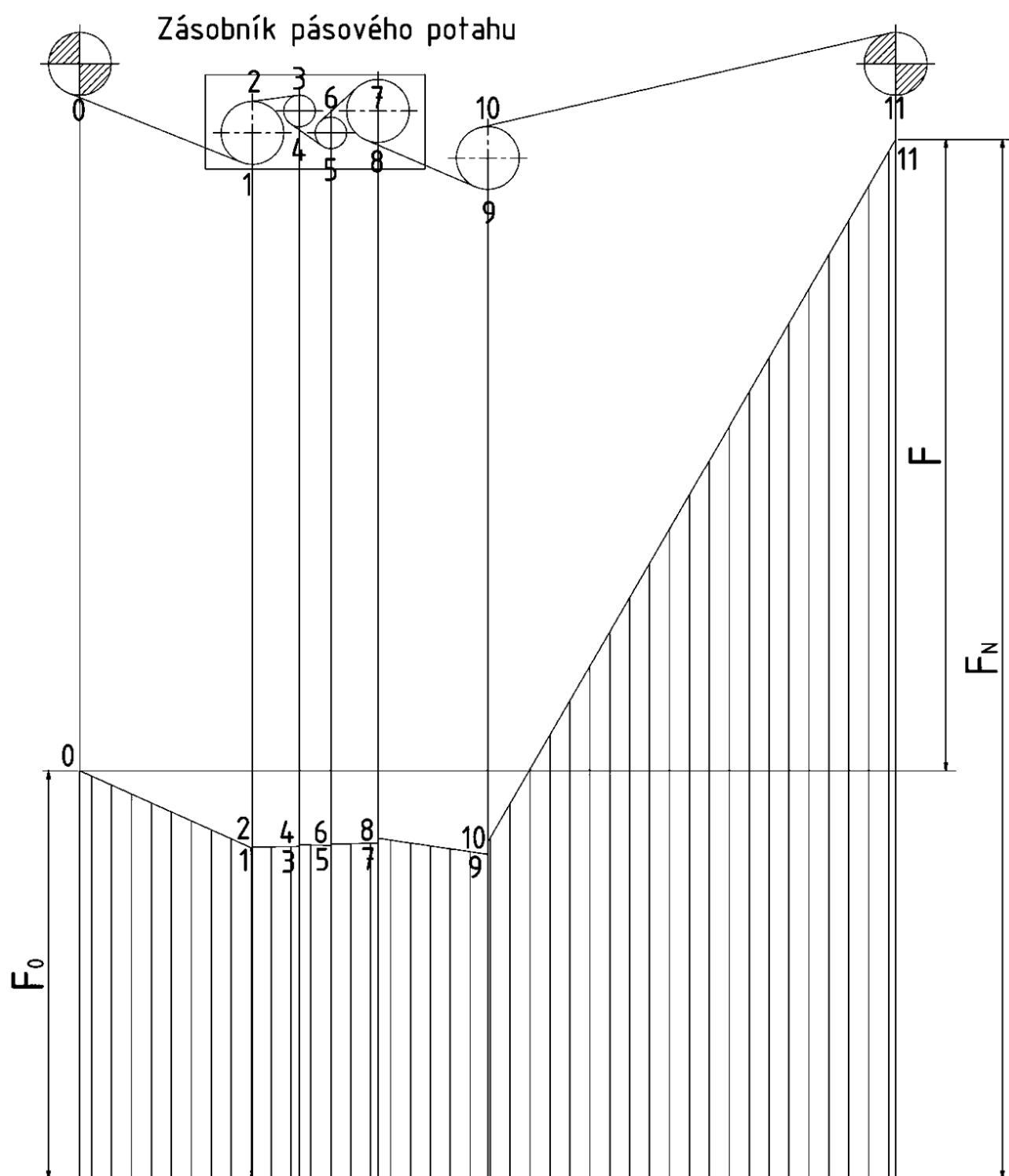
$$T_{11} = 21\,248 + (12,8 + 9,12 + 83,3) \cdot 9,81 \cdot 1,1478 \cdot 0,025 \cdot 575 + (12,8 + 83,3) \cdot 9,81 \cdot 65$$

$$T_{11} = 99\,584\,N$$

$$F_U = F_n - F_0 \quad (4.13)$$

$$F_U = 99\,584 - 26\,000$$

$$F_U = 73\,584\,N$$



Obr. 4.3: Grafické znázornění průběhu tažných sil v dopravním páse

4.2. Podmínky pro určení odbíhající síly

Přenos obvodové síly F_U mezi hnacím bubnem a dopravním pásem

$$F_0 \geq \frac{k_S \cdot F_U}{e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1} \quad (4.14)$$

$$F_0 \geq \frac{1,3 \cdot 73\,625,5}{e^{0,4 \cdot \frac{5\pi}{4}} - 1}$$

$$F_0 \geq 25\,119\,N$$

kde: k_S – statická bezpečnost proti prokluzu [-] voleno dle [8]

μ – součinitel tření mezi pásem a poháněcím bubnem [-] voleno dle [8]

Výsledná odbíhací síla je navýšena na $F_0 = 26\,000\,N$.

Dovolený průvěs dopravního pásu pro horní větev

$$T_{minH} \geq \frac{t_1 \cdot (q_B + q_G) \cdot g}{8 \cdot y_{max}} \quad (4.15)$$

$$T_{minH} \geq \frac{1,25 \cdot (12,8 + 83,33) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,012}$$

$$T_{minH} \geq 12\,280\,N$$

kde: y_{max} – dovolený relativní průvěs dopravního pásu [-] voleno dle [8]

Nejmenší tah v horní větvi je $T_{10} = 21\,248\,N$, což je větší než T_{minH} . Podmínka je splněna.

Dovolený průvěs dopravního pásu pro dolní větev

$$T_{minS} \geq \frac{t_2 \cdot q_B \cdot g}{8 \cdot y_{max}} \quad (4.16)$$

$$T_{minS} \geq \frac{3,75 \cdot 12,8 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,012}$$

$$T_{minS} \geq 4905\,N$$

Nejmenší tah ve spodní větvi je $T_9 = 20\,846\,N$, což je větší než T_{minS} . Podmínka je splněna.

4.3. Velikost napínací síly

$$F_Z = T_3 + T_4 \quad (4.17)$$

$$F_Z = 21\,222 + 21\,350$$

$$F_Z = 42\,572\,N$$

4.4. Kontrola dopravního pásu

$$\sigma_{dov} \cdot B \geq F_n \cdot k_B \quad (4.18)$$

$$1\,250\,000 \cdot 1 \geq 99\,584,5 \cdot 10$$

$$1\,250\,000 \, N \geq 995\,845 \, N$$

kde: k_B – součinitel bezpečnosti namáhání dopravního pásu [-] voleno dle [8]

Zvolený dopravní pás vyhovuje daným provozním podmínkám dopravníku.

5. VÝPOČET POTŘEBNÝCH PARAMETRŮ POHÁNĚCÍ STANICE

5.1. Celkový provozní výkon elektromotorů

$$P = \frac{F_U \cdot v}{10^3 \cdot \eta} \quad (5.1)$$

$$P = \frac{73\,625,5 \cdot 2}{10^3 \cdot 0,91}$$

$$P = 162 \text{ kW}$$

Celková účinnost poháněcí stanice

$$\eta = \eta_M \cdot \eta_N \quad (5.2)$$

$$\eta = 0,95 \cdot 0,96$$

$$\eta = 0,91$$

Příkon jednoho elektromotoru

$$P_{PM} \geq \frac{P}{n_e} \quad (5.3)$$

$$P_{PM} \geq \frac{162}{2}$$

$$P_{PM} > 80 \text{ kW}$$

5.2. Kontrola pohonu dopravníku na rozběh

$$M_{KR} < M_M \cdot M_{MZ} \quad (5.4)$$

$$610,8 < 579 \cdot 2,5$$

$$612 \text{ N} \cdot \text{m} < 1447,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Podmínka pro rozběh dopravníku je splněna. Pásový dopravník se rozběhne do 10 vteřin.

Točivý moment na hřídeli elektromotoru při rozběhu

$$M_{KR} = \frac{M_S}{n_e} + M_{K1} \quad (5.5)$$

$$M_{KR} = \frac{201,63}{2} + 511$$

$$M_{KR} = 612 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Moment potřebný pro urychlení posuvných a rotačních hmot přepočtený na hřídel motoru

Momenty setrvačnosti bubnů J_{B1} a J_{B2} jsou odečteny z 3D modelů v softwaru Autodesk Inventor Professional 2015.

$$M_S = \left[(2 \cdot q_B + q_G + q_{RO} + q_{RU}) \cdot L_C \cdot \frac{D_B}{2} \cdot \frac{1}{u \cdot \eta} + \frac{2 \cdot (4 \cdot J_{B1} + 2 \cdot J_{B2})}{D_B} \cdot \frac{1}{u \cdot \eta} + n_e \cdot \frac{2 \cdot J_N}{D_B \cdot \eta} \cdot u \right] \cdot \frac{v_S}{t_R} \quad (5.6)$$

$$M_S = \left[(2 \cdot 12,8 + 83,3 + 9,12 + 2,72) \cdot 575 \cdot \frac{0,63}{2} \cdot \frac{1}{24,94 \cdot 0,91} + \frac{2 \cdot (4 \cdot 30,72 + 2 \cdot 14,87)}{0,63} \cdot \frac{1}{24,94 \cdot 0,91} + 2 \cdot \frac{2 \cdot 0,25}{0,63 \cdot 0,91} \cdot 24,94 \right] \cdot \frac{1,96}{10}$$

$$M_S = 201,63 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde: t_R – doba rozběhu [s]

voleno dle [8]

Skutečná rychlost pásu

$$v_S = \frac{u_V}{u} \cdot v \quad (5.7)$$

$$v_S = \frac{24,493}{24,94} \cdot 2$$

$$v_S = 1,96 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Točivý moment na hřídeli elektromotoru při ustáleném chodu

$$M_{K1} = \frac{1}{n_e} \cdot F_U \cdot \frac{D_B}{2} \cdot \frac{1}{u \cdot \eta} \quad (5.8)$$

$$M_{K1} = \frac{1}{2} \cdot 73\,625,5 \cdot \frac{0,63}{2} \cdot \frac{1}{24,94 \cdot 0,91}$$

$$M_{K1} = 511 \text{ N} \cdot \text{m}$$

5.3. Výpočet brzdných momentů

Potřebný brzdný moment pro zastavení dopravníku

$$M_{B1} = \frac{1}{n_B} \cdot \left[M'_S - F_U \cdot \frac{D_B}{2} \cdot \frac{\eta}{u} \right] \cdot k_B \quad (5.9)$$

$$M_{B1} = \frac{1}{2} \cdot \left[245 - 73\,625,5 \cdot \frac{0,63}{2} \cdot \frac{0,91}{24,94} \right] \cdot 1,5$$

$$M_{B1} = -451 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde: k_B – součinitel bezpečnosti brzd [-]

voleno dle [8]

Výsledek brzdného momentu pro zastavení dopravníku je záporný. To znamená, že se dopravník do 10 vteřin tíhou materiálu a dalších odporů zastaví sám.

Dynamický moment od zpoždování posuvných a rotačních hmot dopravníku redukovaný na hřídel motoru

$$M_S' = (M_S \cdot \frac{t_R}{v_S} + n_e \cdot \frac{2 \cdot J_M}{D_B} \cdot u) \cdot \frac{v_S}{t_B} \quad (5.10)$$

$$M_S' = (201,63 \cdot \frac{10}{1,96} + 2 \cdot \frac{2 \cdot 1,39}{0,63} \cdot 24,94) \cdot \frac{1,96}{10}$$

$$M_S' = 245 \text{ N} \cdot \text{m}$$

kde: t_B – doba zastavení [s]

voleno dle [8]

Potřebný brzdný moment pro udržení dopravníku v klidu

$$M_{B2} = \frac{1}{n_B} \cdot \left[-F_U \cdot \frac{D_B}{2} \cdot \frac{\eta}{u} \right] \cdot k_b \quad (5.11)$$

$$M_{B2} = \frac{1}{2} \cdot \left[-73\,625,5 \cdot \frac{0,63}{2} \cdot \frac{0,91}{24,94} \right] \cdot 1,5$$

$$M_{B2} = -635 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výsledný brzdný moment je záporný a působí proti směru pohybu dopravníku. Pro udržení dopravníku v klidu musí brzda vyvinout minimální moment 635 N.m. Zabudovaná brzda elektromotoru vyvíjí brzdý moment $M_B = 800 \text{ N.m.}$, který je v tomto případě dostačující.

5.4. Vypočtený převodový poměr

$$u_V = \frac{N_M}{N_B} = \frac{N_M}{\frac{v}{\pi \cdot D_B}} \quad (5.12)$$

$$u_V = \frac{\frac{1485}{60}}{\frac{2}{\pi \cdot 0,63}}$$

$$u_V = 24,493$$

5.5. Potřebný výkon převodovky

$$P_N > \frac{\frac{M_{K2}}{n_e} \cdot \frac{v}{\pi \cdot D_B}}{9550 \cdot \eta} \quad (5.13)$$

$$P_N > \frac{\frac{73\,625,5 \cdot \frac{0,63}{2}}{2} \cdot \frac{2 \cdot 60}{\pi \cdot 0,63}}{9550 \cdot 0,91}$$

$$P_N > 80,9 \text{ kW}$$

Jmenovitý výkon převodovky převodového elektromotoru je 90 kW. Převodovka vyhovuje daným provozním podmínkám poháněcí stanice.

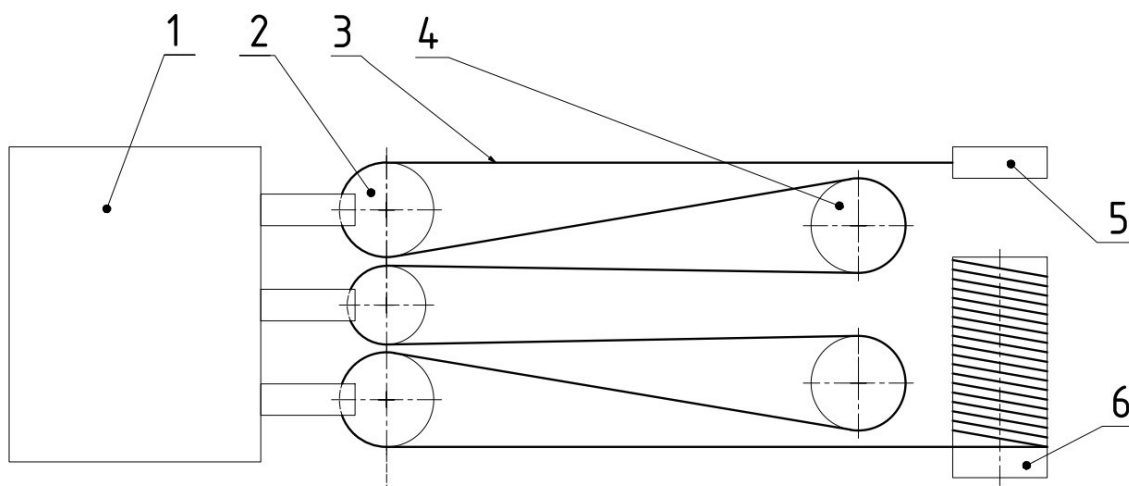
6. VÝPOČET NAPÍNACÍHO ZAŘÍZENÍ

Napínací zařízení, které zajišťuje předpětí dopravního pásu, se skládá z lanového vrátku, lana a kladkostroje. Lanový vrátek je pevně uchycen k rámu pásového dopravníku. Pro snížení velikosti obvodové síly lanového vrátku je pojízdna část zásobníku napínána přes kladkostroj s šesti nosnými průřezy lan. Pro konstrukci kladek pevně uchycených k rámu pojízdny části zásobníku je nutné navrhnout průměr lana.

6.1. Návrh průměru lana

Volba lanového systému

Lanový systém kladkostroje je znázorněn na Obr. 6.1.



Obr. 6.1: Napínací zařízení zásobníku pásového potahu

1 – pojízdna část zásobníku pásového potahu, 2 – volná kladka kladkostroje, 3 – lano, 4 – pevná kladka kladkostroje, 5 – pneumatický válec, 6 – lanový vrátek

Maximální síla v laně

$$F_{Vmax} = \frac{F_Z}{n_K \cdot \eta_K} \quad (6.1)$$

$$F_{Vmax} = \frac{42\,572}{6 \cdot 0,95}$$

$$F_{Vmax} = 7\,469 \text{ N}$$

Účinnost kladkostroje

$$\eta_K = \frac{1 - \eta_V^{n_K}}{n_K \cdot (1 - \eta_V)} \quad (6.2)$$

$$\eta_K = \frac{1 - 0,98^6}{6 \cdot (1 - 0,98)}$$

$$\eta_K = 0,95$$

kde: η_V – účinnost kladky ve valivém ložisku [-]

voleno dle [17]

Minimální únosnost lana

$$F_{Pmin} = F_{Vmax} \cdot k_L \quad (6.3)$$

$$F_{Pmin} = 7\,469 \cdot 4.1$$

$$F_{Pmin} = 30\,622\,N$$

kde: k_L – součinitel bezpečnosti lana [-]

voleno dle [17]

Pro napínání dopravního pásu volím dle vypočtené únosnosti ocelové lano konstrukce 6 x 7 + FC 14 mm s minimální únosností $F_P = 67,6\,kN$.

6.2. Návrh průměru kladky

Průměrem lana je zároveň dle [17] dána roztečná kružnice kladky $D_K = 400\,mm$.

6.3. Parametry lanového vrátku

Parametry pro konstrukci lanového vrátku jsou znázorněny v tabulce níže (Tab. ..).

Tab. 6.1: Technické parametry lanového vrátku napínacího zařízení

Obvodová síla vrátku	$F_{Vmax} = 7\,402\,N$	(..)
Délka navíjeného lana	$L_L = 225\,m$	(..)
Průměr lana	$d_L = 14\,mm$	(..)
Rychlost navíjení lana	$v_V = 1,5\,m \cdot s^{-1}$	(..)

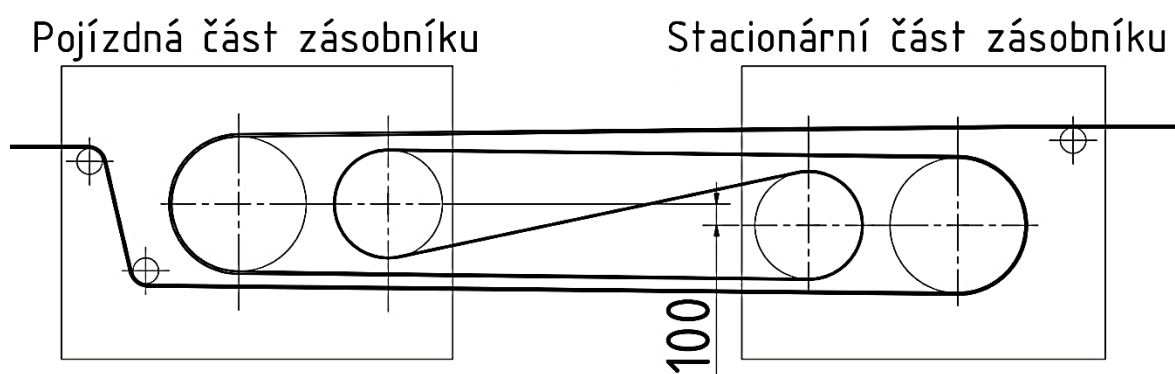
7. ZÁSOBNÍK PÁSOVÉHO POTAHU

Pásové dopravníky mají délkou dopravního pásu omezenou osovou vzdálenost vratného a výsypného bubnu. V praxi se vyskytují situace, kdy je zapotřebí pásový dopravník prodloužit. Tyto situace nastávají, pokud je nutné změnit umístění násypného nebo výsypného místa, např. při ražení chodby důlního díla nebo při změně vzdálenosti výsypného místa pásového dopravníku od skládky. Změna osové vzdálenosti vratného a výsypného bubnu znamená prodloužení dopravního pásu. Může být nahrazen novým dopravním pásem požadované délky nebo prodloužen a opětovně spojen pomocí mechanických spojek nebo vulkanizací. Tento proces je však velice zdoluhavý.

V případech, kdy není osová vzdálenost vratného a výsypného bubnu po celou dobu provozu konstantní, je možnost zavést do sestavy pásového dopravníku zásobník pásového potahu. Slouží ke kumulaci dopravního pásu a současně k jeho napínání lanovým vrátkem.

7.1. Kumulace dopravního pásu

Hlavní funkcí zásobníku pásového potahu je kumulace pásu. Zařízení je schopno pojmout 150 metrů pásového potahu, což znamená, že při rozdělení délky dopravního pásu do dvou větví je možné pásový dopravník prodloužit o 75 metrů. Zásobník má jednu pojízdnou a jednu stacionární část. Každá z těchto částí má jeden velký a jeden malý buben. Kumulace pásového potahu spočívá v obíhání dopravního pásu kolem těchto bubnů (Obr. 7.1).

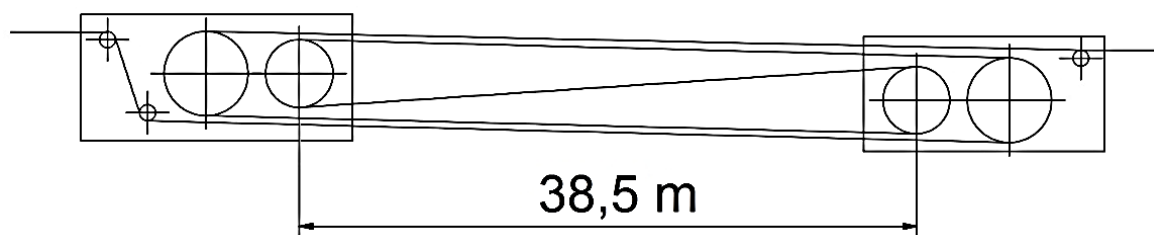


Obr. 7.1: Schéma obíhání dopravního pásu kolem bubnů zásobníku

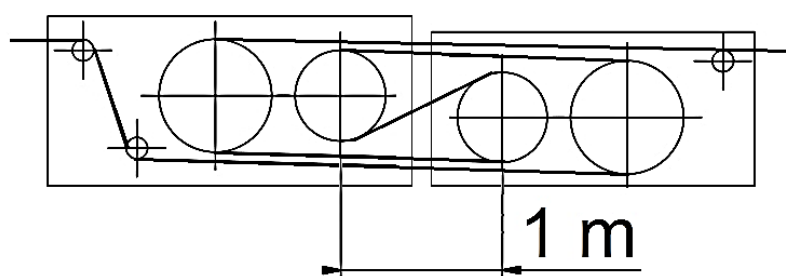
Aby nedocházelo ke kolizi dopravního pásu v jednotlivých místech zásobníku, je horizontální rovina procházející osou bubnů stacionární části zásobníku snížena o 100 milimetrů oproti horizontální rovině procházející osou bubnů pojízdné části zásobníku.

Při návrhu bylo nutné zvolit počet bubnů v každé části zásobníku, protože ten udává počet průřezů dopravního pásu kumulovaného v zásobníku. Mezi rozhodující parametry patřily maximální vzdálenost pojízdné a stacionární části zásobníku, prostor v pásovém dopravníku a vzdálenost os vratného a výsypného bubnu, složitost konstrukce zásobníku a délka navíjeného lana na elektrický vrátek.

Pro každou část zásobníku pásového potahu byly zvoleny dva bubny, což znamená, že jsou v zásobníku uloženy čtyři průřezy dopravního pásu každý s kumulovanou délkou 37,5 metrů. Výsledná funkční délka pásového potahu v zásobníku je tedy $4 \times 37,5 = 150$ metrů. Na Obr. 7.2 a Obr. 7.3 jsou znázorněny minimální (pásový dopravník nejdelší) a maximální (pásový dopravník nejkratší) vzdálenosti mezi osami malých bubnů pojízdné a stacionární stanice zásobníku.



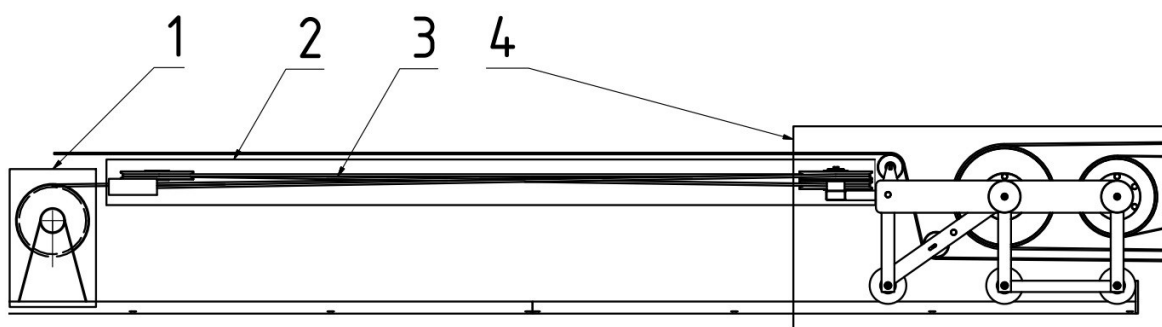
Obr. 7.2: Maximální vzdálenost mezi osami malých bubnů zásobníku



Obr. 7.3: Minimální vzdálenost mezi osami malých bubnů zásobníku

7.2. Napínání zásobníku

Vedlejší funkcí zásobníku pásového potahu je napínání dopravního pásu pojízdnou částí zásobníku. Výpočtem jednotlivých tahů v daných místech pásového dopravníku byla zjištěna potřebná napínací síla. Pojízdná část zásobníku je uložena v rámu pásového dopravníku na kolejích. Napínání je provedeno navíjením ocelového lana, které je spojené s kladkami pojízdné části, na elektrický lanový vrátek. Pro snížení obvodové síly lanového vrátku je do sestavy zaveden kladkostroj s šesti nosnými průřezy lan. Aby byl dopravní pás prodloužen o 150 metrů a pásový dopravník o 75 metrů, musí lanový vrátek navinout 225 metrů lana. Napínání zásobníku pásového potahu je zobrazeno na Obr. 7.4.

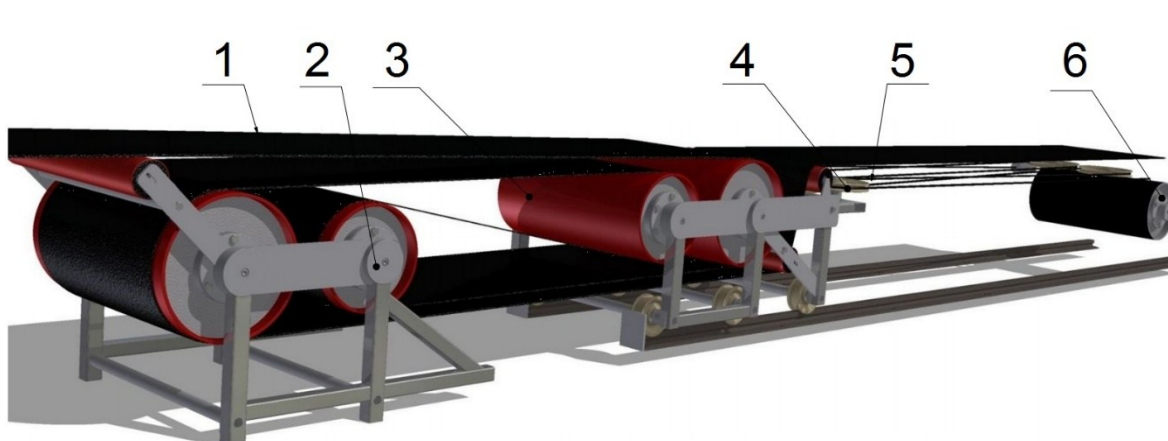


Obr. 7.4: Napínací zařízení zásobníku pásového potahu

1 – elektrický lanový vrátek, 2 – kladkostroj, 3 – ocelové lano, 4 – pojízdná část zásobníku pásového potahu

7.3. Hlavní části zásobníku

Mezi hlavní prvky zásobníku pásového potahu patří pojízdná část zásobníku, stacionární část zásobníku, rám pásového dopravníku, dopravní pás a části napínacího zařízení (Obr. 7.5).

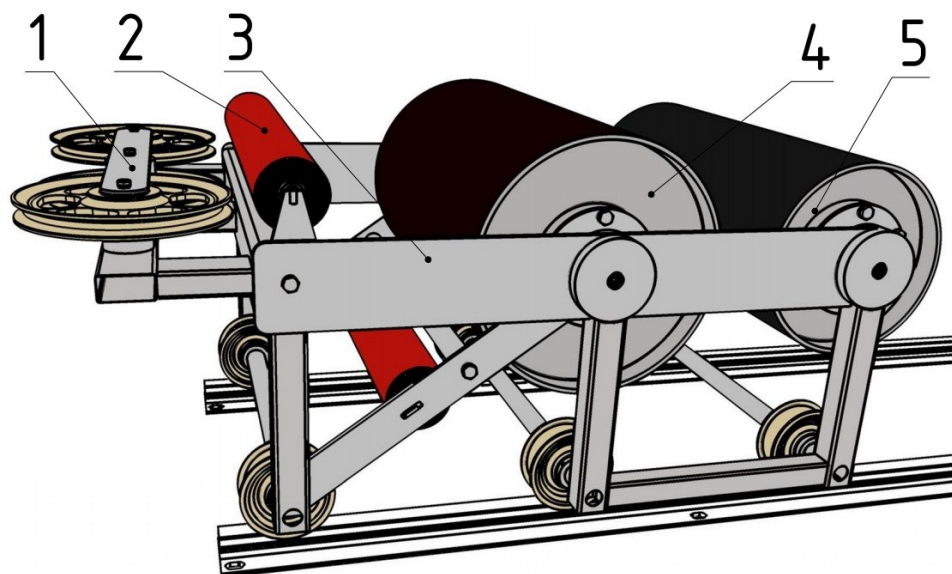


Obr. 7.5: Zásobník pásového potahu

1 – dopravní pás, 2 – stacionární stanice zásobníku, 3 – pojízdná stanice zásobníku, 4 – kladkostroj, 5 – ocelové lano, 6 – lanový vrátek

7.3.1. Pojízdňá část zásobníku

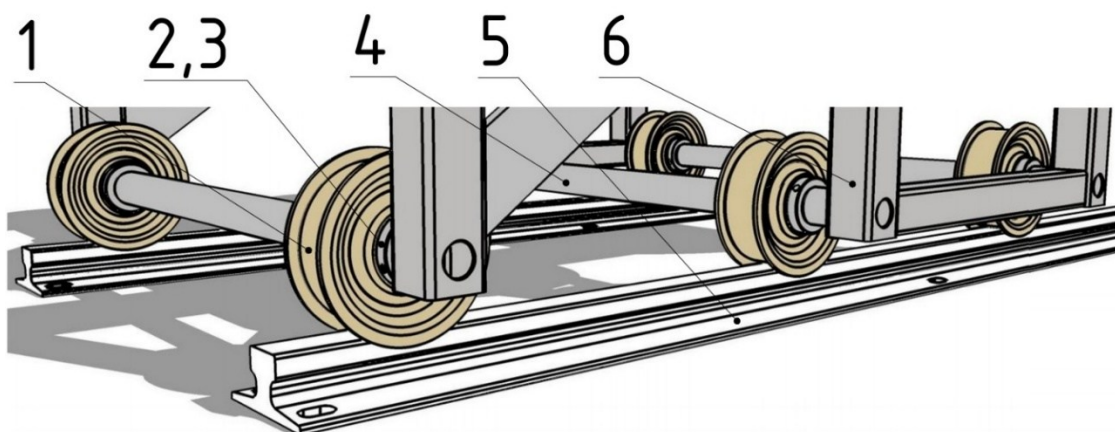
Pojízdňá část zásobníku vykonává funkci napínání dopravního pásu. V případě, kdy je pásový dopravník ve složeném stavu, je umístěna přibližně 40 metrů od vratného bubnu. Při maximálním prodloužení pásového dopravníku je pak tato stanice ve vzdálenosti 80 m od vratného bubnu. Jednotlivé konstrukční celky zařízení jsou popsány na Obr. 7.6.



Obr. 7.6: Pojízdňá část zásobníku

1 – volné kladky kladkostroje, 2 – ustavovací váleček, 3 – nosný rám, 4 – velký buben, 5 – malý buben

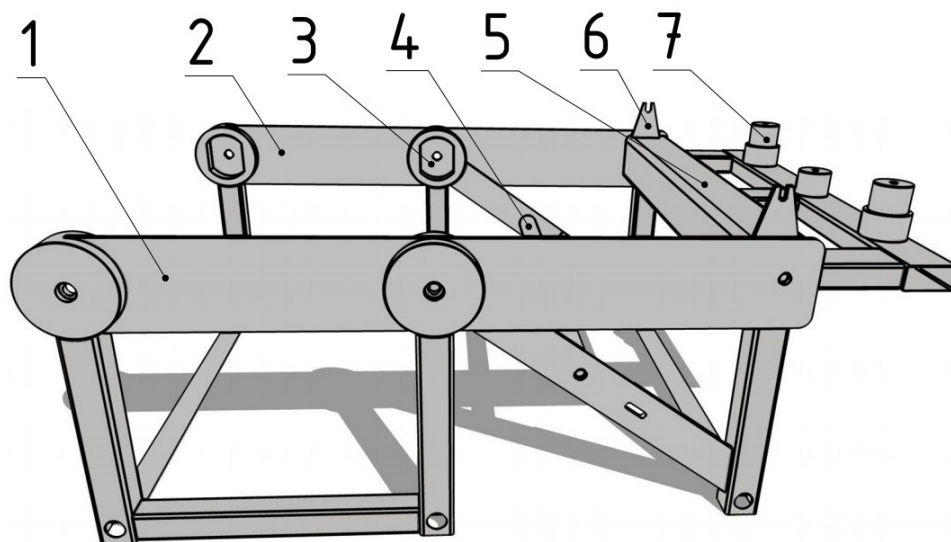
Pojízdňou dráhu pro tento prvek tvoří kolejnice Vítkovice STEEL profilu JK 65, které jsou přišroubovány k rámu pásového dopravníku. Pro jednoduchost konstrukce má pojízdňá část zásobníku pevně uchycený nosný hřídel jednotlivých náprav. Poloha kol je pro snadnou montáž zajištěna nákrážky se stavěcím šroubem (Obr. 7.7).



Obr. 7.7: Uložení kola na pevné hřídeli

1 – kolo, 2, 3 – nákrážek, stavěcí šroub, 4 – nosný hřídel, 5 – kolejnice JK 65, 6 – rám pojízdňé části zásobníku

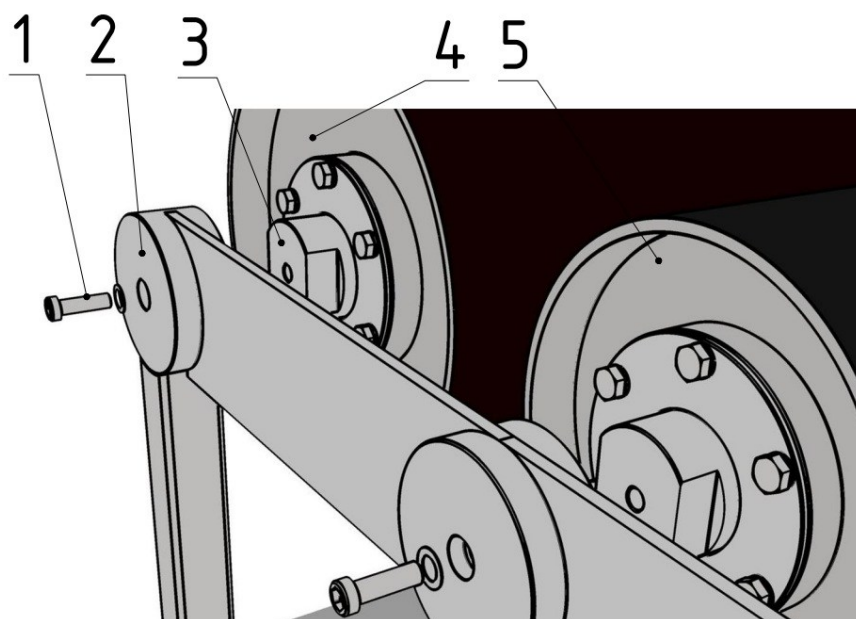
Nosný rám (Obr. 7.8) je složen pomocí šroubových spojů ze svařence levé strany, svařence pravé strany, svařence nosné konstrukce kladkostroje a spojovacích tyčí, které mají na čele díru se závitem pro konečné sešroubování celé sestavy.



Obr. 7.8: Nosný rám pojízdné části zásobníku

1 – svařenec pravé strany, 2 – svařenec levé strany, 3 – náboj pro buben zásobníku, 4 – spojovací tyč, 5 – svařenec nosné konstrukce kladkostroje, 6 – držák ustavovacího válečku, 7 – čepy kladek kladkostroje

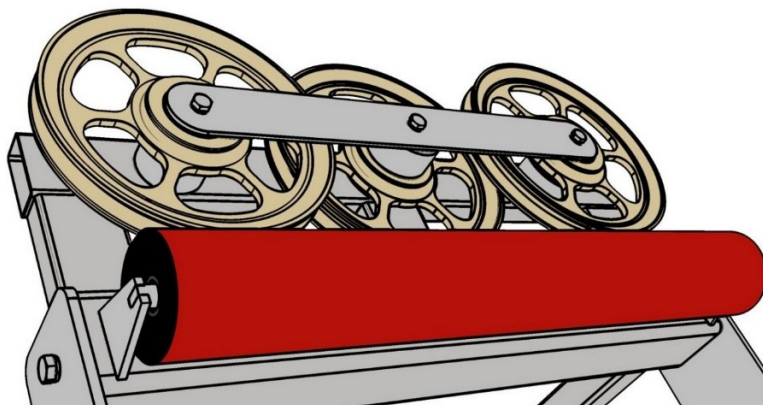
Průměry bubnů jsou dány minimálním průměrem pro ohyb pásu. Průměr velkého bubnu zásobníku je 0,63 metru a průměr malého bubnu zásobníku je 0,5 metru. Velký a malý buben je svařované konstrukce. Jsou uloženy na nosném hřídeli, který je společně s bubny vložen do tvarovaného náboje rámu. Na čelech hřídelů bubnů je díra se závitem. Nosný rám je spojen s malým i velkým bubnem zápusťným šroubem (Obr. 7.9).



Obr. 7.9: Uchycení malého a velkého bubnu k nosnému rámu

1 – zápusťný šroub a pružná podložka, 2 – tvarový náboj nosného rámu, 3 – tvarový hřídel bubnů, 4 – velký buben zásobníku, 5 – malý buben zásobníku

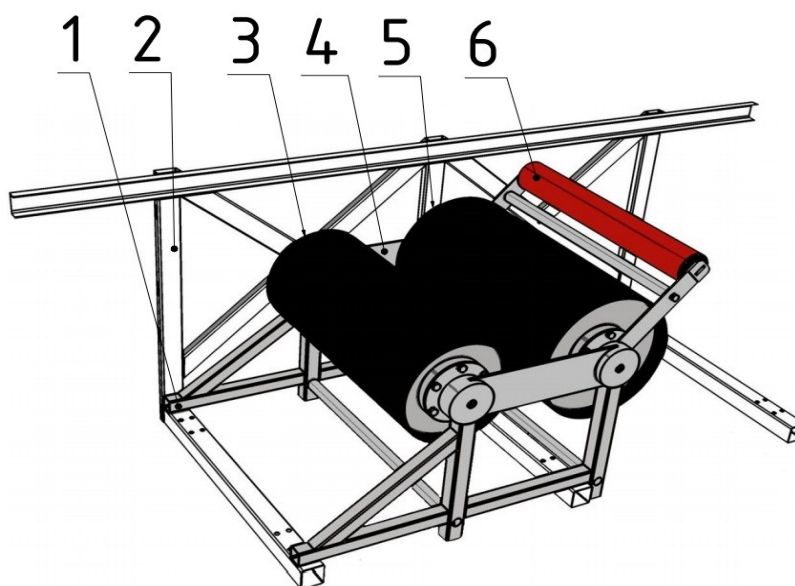
Do sestavy jsou umístěny ustavovací válečky a volné kladky kladkostroje (Obr. 7.10). Ustavovací válečky určují směr dopravního pásu a tím zamezují možnost kolize s ocelovým lanem kladkostroje nebo jednotlivými bubny pojízdné části zásobníku. Volné kladky kladkostroje jsou přes kluzná ložiska uchycené na svařenci nosného rámu pojízdné stanice. Napínací zařízení se využívá jen při prodlužování pásového dopravníku. Proto není navíjení ocelového lana na elektrický vrátek a využívání kladkostroje v provozu tak časté. Z toho důvodu byla zvolena kluzná ložiska, na která působí pouze radiální síla vyvozená napínáním kladkostroje.



Obr. 7.10: Ustavovací váleček a volné kladky kladkostroje

7.3.2. Stacionární část zásobníku

Stacionární část zásobníku (Obr. 7.11) má konstrukčních prvků méně. Rám konstrukce je obdobný jako u pojízdné části zásobníku. Nejsou však na něm umístěny nápravy kol, ale je pevně přichycen k rámu pásového dopravníku. Velký buben, malý buben a jejich uložení jsou s první částí zásobníku totožné.



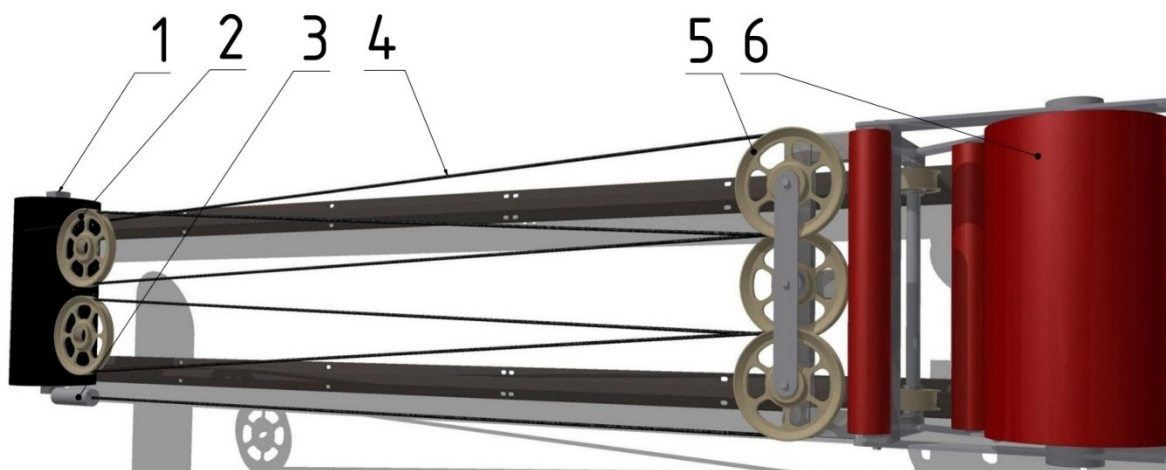
Obr. 7.11: Stacionární část zásobníku

1 – šroubové spojení zásobníku s rámem pásového dopravníku, 2 – rám pásového dopravníku, 3 – malý buben, 4 – nosný rám zásobníku, 5 – velký buben, 6 – ustavovací váleček

Pokud je délka tratě pásového dopravníku nejmenší, je zařízení umístěno vedle vratné stanice. V opačném případě se ke stacionární stanici přesune pojízdná stanice zásobníku a vratný buben se prodlužováním pásového dopravníku posune dále na místo nakládání.

7.3.3. Prvky napínacího zařízení

Princip funkčnosti napínacího zařízení (Obr. 7.12) je popsán v kapitole 7.2. Lanový vrátek je pevně přišroubován k rámu pásového dopravníku. Je umístěn přibližně ve vzdálenosti 40 metrů od stacionární části zásobníku. Mezi těmito dvěma zařízeními se pohybuje pojízdná část zásobníku.



Obr. 7.12: Napínací zařízení

1 – elektrický lanový vrátek, 2 – pevné kladky kladkostroje, 3 – bezpečnostní prvky, 4 – ocelové lano, 5 – volné kladky kladkostroje, 6 – pojízdná část zásobníku

Parametry pro návrh elektrického lanového vrátku jsou vypsány v kapitole 6.3. Kladkostroj má pevné kladky uchycené k lanovému vrátku a volné kladky připevněné k rámu pojízdné části zásobníku.

Mezi bezpečnostní prvky patří siloměr, který měří sílu v ocelovém laně kladkostroje. Obsluha stroje nastaví v řídicím centru pásového dopravníku velikost napínací síly pro dané předpětí dopravního pásu. Siloměr hlídá nastavenou sílu a v případě přetížení posílá informace řídicí jednotce, která pootočením lanového vrátku povolí ocelové lano. Tím je sníženo předpětí v dopravním páse. Výsledkem je zastavení dopravního pásu vlivem prokluzu v místě hnacího bubnu.

Dalším bezpečnostním prvem je hydraulický válec, ke kterému je připevněn volný konec ocelového lana kladkostroje. Jeho úkolem je snížit rázy působící v pásového dopravníku a tím zvýšit životnost jednotlivých součástí. Tlak v hydraulickém válci je nastaven na hodnotu, která je ovlivněna velikostí síly napínacího zařízení.

ZÁVĚR

Pro výpočet pásového dopravníku podle normy ČSN ISO 5048 je nutné znát některé parametry jeho součástí. Hlavně se jedná o geometrii a hmotnosti válečků, válečkových stolic, dopravního pásu a čističe pásu. Norma se zabývá návrhem průřezového profilu dopravníku, který je určující pro dopravní výkon pásového dopravníku, a výpočtem obvodové síly potřebné pro návrh pohonné stanice.

Celkový provozní výkon elektromotorů je $P = 162 \text{ kW}$. Z důvodu velikosti a ceny nejbližší vyšší řady elektromotorů, která je 200 kW , jsou pro poháněcí stanici zvoleny dva převodové elektromotory se zabudovanou brzdou firmy NORD. Ve výpočtu poháněcí jednotky je zohledněn rozběh a brzdění pásového dopravníku. Při vypnutí stroje se vlivem tíhy materiálu a dalších odporů do 10 vteřin dopravník samovolně zastaví. Pro udržení dopravníku v klidu je už brzdný moment potřebný.

Napínací jednotka se skládá z elektrického lanového vrátku, kladkostroje, ocelového lana a pojízdné části zásobníku. Z dřívějšího výpočtu byla zjištěna napínací síla $F_z = 42\,572 \text{ N}$. Pro snížení velikosti této síly je pojízdná část zásobníku napínána přes kladkostroj s šesti nosnými průřezy lan. Pro návrh ocelového lana a kladkostroje s kladkami byl potřebný výpočet. Konstrukce lanového vrátku řešena není, ale parametry pro jeho návrh jsou v práci uvedeny.

Délka dopravního pásu je dána osovou vzdáleností vratného a výsypného bubnu. V praxi se vyskytují situace, kdy je potřeba tuto vzdálenost zvětšit nebo zmenšit. Pro zjednodušení změny délky pásového dopravníku se do konstrukce zavádí zásobník dopravního pásu, kterým se zabývá poslední část diplomové práce. Zásobník slouží ke kumulaci dopravního pásu a zároveň k jeho napínání. Skládá se z pojízdné a stacionární části, které jsou umístěny v rámu pásového dopravníku. Pojízdná část pojíždí po kolejnici a je napínána lanovým vrátkem. Stacionární část je pevně přichycena k rámu dopravníku. V zásobníku jsou uloženy čtyři průřezy dopravního pásu s celkovou délkou 150 metrů. Při rozdělení této délky do dvou větví je možné prodloužit pásový dopravník o 75 metrů.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] *METSO: Conveyor belts* [online]. [cit. 2016-05-11]. Dostupné z: <http://www.metso.com/services/spare-wear-parts-conveyors/conveyor-belts/>
- [2] *SPS-KO: Dopravní zařízení* [online]. [cit. 2016-05-11]. Dostupné z: http://www.sps-ko.cz/documents/SPS_prazak/15.%20DOPRAVN%C3%8D%20ZAR%C3%8DZEN%C3%8D.pdf
- [3] *OSTROJ: Pásové dopravníky* [online]. [cit. 2016-05-11]. Dostupné z: <http://www.ostroj.cz/pasove-dopravniky>
- [4] FRIES, Jiří. Pásové dopravníky, bubny a jejich výpočet. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2009. ISBN 978-80-248-2080-4
- [5] *BETONMASH: Hnací bubny* [online]. [cit. 2016-05-11]. Dostupné z: <http://betonmash.all.biz/cs/hnaci-bubny-g8103161>
- [6] *TRANSROLL: Samostavné sestavy* [online]. [cit. 2016-05-11]. Dostupné z: <http://www.transroll.cz/prazce-samostavne-sestavy>
- [7] *AMGPICHA: Válečky hladké* [online]. [cit. 2016-05-11]. Dostupné z: <http://www.amgpicha.cz/valecky-ocelove/hladke/>
- [8] POLÁK, Jaromír, Karel BAILOTTI, Jiří PAVLISKA a Leopold HRABOVSKÝ. Dopravní a manipulační zařízení II. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2003. ISBN 80-248-0493-X.
- [9] *VENDIG: Hampus* [online]. [cit. 2016-05-11]. Dostupné z: <http://vendig.se/files/products/files/71.pdf>
- [10] *NORD: Intelligent drivesystems* [online]. [cit. 2016-05-11]. Dostupné z: https://www.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000_CZ_1810.pdf
- [11] *GTKTUPESY: Typ L7 - 150* [online]. [cit. 2016-05-11]. Dostupné z: <http://www.gtktupesy.cz/index.php?page=stanicka&skupina=L7-150&language=cz>
- [12] *GTKTUPESY: Typ UL7* [online]. [cit. 2016-05-11]. Dostupné z: <http://www.gtktupesy.cz/index.php?page=stanicka&skupina=UL7&language=cz>
- [13] *TRANSROLL: Válečky* [online]. [cit. 2016-05-11]. Dostupné z: http://www.transroll.cz/obrazky-soubory/produktovy-katalog_cz_2015-10-0a9fb.pdf?redir
- [14] *FENNERDUNLOP: Belting products* [online]. [cit. 2016-05-11]. Dostupné z: <http://www.fennerdunlopamericas.com/products/belting-products>
- [15] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2001. ISBN 80-248-0043-8
- [16] ČSN ISO 5048 :Zařízení pro plynulou dopravu nákladů. Pásové dopravníky s nosnými válečky. Výpočet výkonu a tahových sil, 15s., Praha, 1994
- [17] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 3., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2006. ISBN 80-7361-033-7

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Výkresová dokumentace

Příloha 2 – Diplomová práce na DVD